

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

2017-2018

*Trabajo Fin de Grado*

“Proyecto de detalle de una planta  
térmica solar de alta temperatura  
con sales fundidas para producción  
estable de energía eléctrica”

---

Martín Iván Milerud Regueira

Tutor

Antonio Soria Verdugo

Leganés, 5 de julio de 2018



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**



## RESUMEN

En este proyecto se desarrollará el diseño y funcionamiento de una planta de producción de energía eléctrica mediante fuentes de energías renovables con una producción estable. Para ello se comenzará analizando el contexto energético actual y el problema medioambiental. Se examinará el consumo mundial de la energía diferenciando por fuentes y zonas geográficas, para finalmente indagar en la situación del consumo en España. En todo este apartado se hará hincapié en las distintas fuentes de energía, teniendo en cuenta factores como la contaminación, la sostenibilidad o el coste.

De dicho estudio se obtendrán varias conclusiones, siendo la más importante la necesidad de evolucionar hacia un modelo sostenible de producción y consumo de energía a nivel mundial. Además, gracias a la comparación realizada entre los distintos recursos renovables, se ponderó a la solar como la más adecuada para este proyecto.

Una vez terminada esta fase inicial, se comenzará estudiando la fuente de energía seleccionada y las distintas tecnologías de aprovechamiento de esta para la producción de electricidad. Dicha planta, situada en el territorio español, aprovechará la energía solar mediante un sistema de captación con campo de heliostatos y receptor central de torre en el que se utilizarán sales fundidas como fluido caloportador para el almacenamiento de la radiación captada.

Se definirá el emplazamiento de la central, justificando esta elección en base a los muchos criterios a cumplir. A continuación, se pasará al dimensionado del sistema de captación empleando varias herramientas informáticas y basándose en los datos de centrales ya existentes. En cuanto al sistema de almacenamiento, se tendrá en cuenta el objetivo de una producción estable para su selección adecuada, que definirá también la potencia y el funcionamiento anual de las instalaciones diseñadas.

Luego de haberse especificado el sistema de captación y almacenamiento, se calculará el ciclo termodinámico de producción de potencia a emplear. De este, se dimensionarán varios elementos como, por ejemplo, el sistema de refrigeración con agua. Se sopesarán medidas empleadas en proyectos reales y se basarán las decisiones tomadas en los análisis realizados.

Tras haber determinado el punto de diseño de la central y dimensionado los distintos elementos del ciclo termodinámico, se tratará el marco regulatorio y el entorno socio-económico del proyecto presentado, realizando una estimación económica de este.

Finalmente, se analizarán de forma crítica los resultados obtenidos, debatiendo posibles mejoras y líneas futuras de desarrollo.

**Palabras clave:** Energía Solar; Receptor central; Heliostatos; Almacenamiento; Sales fundidas; Feedwater Heaters cerrados; Condensador; Torre de refrigeración



## **AGRADECIMIENTOS**

Las primeras personas a las quiero agradecer el cariño y apoyo que me brindan cada día es a mis padres, Elizabeth y Néstor. A ellos les dedico especialmente este proyecto que marca la culminación de mi primera etapa universitaria.

En segundo lugar, quiero mencionar al resto de mi familia más allegada: a mi hermano, con el que he compartido este largo recorrido y continuaré haciéndolo durante el resto de mi vida, así como a mi tía y abuela materna, que siempre tendrán un lugar especial en mi corazón sin importar la mucha distancia que nos separe.

También deseo expresar mis agradecimientos a mi novia, que me ha acompañado a lo largo de casi todo este período y cuyo apoyo incondicional me ayuda a superar cualquier circunstancia que se me presente.

Una especial mención se merece mi tutor Antonio, al que deseo agradecer la oportunidad de realizar este proyecto y las constantes ayudas que me ha brindado.

Por último, deseo reconocer el papel de mis compañeros de carrera en todo este periplo, y más concretamente del grupo Alineación. Haber compartido aula y su apoyo en momentos de dificultad académica nos ha unido, ayudándonos a alcanzar juntos el fin de este Grado.



# ÍNDICE DE CONTENIDOS

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.	La energía en la sociedad.....	1
1.2.	Fuentes de energía.....	1
1.3.	Consumo y producción de energía mundial.....	5
1.3.1.	Consumo por zonas geográficas.....	5
1.3.2.	Consumo por fuentes.....	7
1.4.	Consumo y producción de energía en España.....	8
1.4.1.	Consumo histórico de energía en España.....	8
1.4.2.	Uso de las energías renovables en España.....	9
1.4.3.	Auto abastecimiento de la energía en España.....	11
1.5.	Un futuro sostenible.....	12
1.5.1.	Contaminación.....	12
1.5.2.	Medidas empleadas contra el calentamiento global.....	14
1.6.	El sistema eléctrico español y la estabilidad de la producción.....	15
2.	ENERGÍA SOLAR.....	18
2.1.	Recursos renovables en España.....	18
2.2.	El Sistema Solar.....	20
2.2.1.	Declinación ( $\delta$ ).....	22
2.2.2.	Ángulo horario ( $\omega$ ).....	22
2.2.3.	Ángulo de azimut ( $z$ ó $\gamma$ ).....	22
2.2.4.	Altura Solar ( $\alpha$ ).....	22
2.2.5.	Ángulo de salida y puesta del Sol ( $\omega_{sh}$ ).....	23
2.3.	Plantas de energía solar termoelectrica.....	23
2.3.1.	Colectores Cilíndrico-Parabólicos.....	25
2.3.2.	Colectores lineales Fresnel.....	28
2.3.3.	Discos parabólicos o Disco-Stirling.....	30
2.3.4.	Heliostats y Receptor central.....	32
3.	DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA EMPLEADA.....	35
3.1.	Sistema de captación.....	36
3.1.1.	Torre y receptor central.....	36

3.1.2.	Heliostatos.....	40
3.1.3.	Sistema de seguimiento solar.....	42
3.1.4.	Pérdidas del campo solar.....	43
3.1.5.	Campo de heliostatos o campo solar.....	47
3.1.6.	Fluido caloportador.....	50
3.2.	Sistema de almacenamiento.....	52
3.3.	Ciclo termodinámico.....	56
3.3.1.	Turbina.....	60
3.3.2.	Sistema de refrigeración.....	60
3.3.3.	Sistema de generación de vapor.....	62
3.3.4.	Regeneración.....	64
3.3.5.	Grupo de bombeo.....	65
3.4.	Hibridación.....	66
3.5.	Sistema de conversión y distribución a la red.....	68
4.	DISEÑO DE LA CENTRAL.....	69
4.1.	Selección del emplazamiento.....	69
4.2.	Sistema de captación.....	74
4.3.	Sistema de almacenamiento.....	81
4.4.	Potencia óptima de la turbina.....	86
4.5.	Determinación del ciclo termodinámico.....	91
4.6.	Funcionamiento anual de la central.....	96
5.	DIMENSIONADO DE EQUIPOS TERMODINÁMICOS.....	101
5.1.	Dimensionado de Feedwater Heaters cerrados.....	101
5.2.	Dimensionado Sistema de Refrigeración.....	116
5.2.A.	Dimensionado del Condensador.....	118
5.2.B.	Dimensionado de la Torre de Refrigeración.....	123
6.	MARCO REGULADOR Y ENTORNO SOCIOECONÓMICO.....	142
6.1.	Marco regulador.....	142
6.2.	Impacto socio-económico.....	144
6.3.	Presupuesto de elaboración del proyecto.....	146
7.	CONCLUSIÓN.....	148
7.1.	Síntesis final.....	148



7.2.	Resumen y discusión de los resultados obtenidos.....	148
7.3.	Crítica de los resultados y líneas futuras de trabajo.....	150



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Consumo histórico de energía primaria por zonas.....	5
Figura 1.2: Consumo nacional energía primaria según fuente.....	9
Figura 1.3: Nivel de CO2 histórico.....	13
Figura 1.4: Variación de la temperatura del planeta media histórica.....	13
Figura 1.5: Demanda energética en el día 15 de diciembre de 2017.....	15
Figura 2.1: Potencial energético teórico por fuentes.....	19
Figura 2.2: Definición ángulos solares.....	21
Figura 2.3: Movimiento aparente del Sol.....	23
Figura 2.4: Colectores Cilíndrico-Parabólicos.....	26
Figura 2.5: Colectores lineales Fresnel.....	29
Figura 2.6: Discos Parabólicos.....	31
Figura 2.7: Heliostatos y Receptor central.....	33
Figura 3.1: Esquema central con receptor central y sistema de almacenamiento.....	35
Figura 3.2: Esquema receptor central exterior.....	37
Figura 3.3: Esquema receptor central de cavidad.....	39
Figura 3.4: Esquema receptor central volumétrico.....	39
Figura 3.5: Esquema receptor central de lecho en fluido.....	40
Figura 3.6: Disposición de espejos en heliostatos.....	41
Figura 3.7: Efecto coseno en heliostatos.....	43
Figura 3.8: Rendimiento óptico de heliostatos para $\alpha=30^\circ$ .....	44
Figura 3.9: Rendimiento óptico anual para $\varphi=35^\circ\text{N}$ .....	44
Figura 3.10: Bloqueos y sombras entre heliostatos.....	45
Figura 3.11: Vista aérea centrales PS-10 y PS-20.....	48
Figura 3.12: Vista aérea central Gemasolar.....	49
Figura 3.13: Patrón de distribución de heliostatos en campo solar.....	50
Figura 3.14: Modelo de campo circular propuesto.....	50
Figura 3.15: Tanques de almacenamiento central Gemasolar.....	55
Figura 3.16: Central de receptor central con ciclo Rankine.....	57
Figura 3.17: Central de receptor central con ciclo Brayton.....	58
Figura 3.18: Central de receptor central con ciclo combinado.....	59

Figura 3.19: Esquema sistema de generación de vapor.....	63
Figura 3.20: Esquema ciclo completo de una central de 50MWe.....	64
Figura 3.21: Producción central termosolar con hibridación y almacenamiento.....	66
Figura 4.1: Vista Google Maps.....	70
Figura 4.2: Vista Sistema de Información Fotovoltaico Geográfico.....	70
Figura 4.3: Comparación DNI para día típico entre Gemasolar y Fuerteventura.....	71
Figura 4.4: Vista aérea campo solar central Gemasolar.....	77
Figura 4.5: Simulación con SolarPILOT de la central Gemasolar.....	77
Figura 4.6: Campo solar para la central diseñada en Fuerteventura.....	78
Figura 4.7: Esquema punto de almacenamiento máximo para primera simulación.....	85
Figura 4.8: Almacenamiento necesario en función de la potencia de la turbina.....	86
Figura 4.9: Energía anual neta generada en función de la potencia de la turbina.....	89
Figura 4.10: Horas anuales a plena carga en función de la potencia de la turbina.....	90
Figura 4.11: Configuración ciclo termodinámico empleado.....	92
Figura 5.1: Esquema flujos y zonas del cFWH.....	101
Figura 5.2: Evolución de la temperatura en ambos flujos dentro del cFWH.....	102
Figura 5.3: Diagrama resumen resultados cFWH2.....	114
Figura 5.4: Temperaturas en refrigerado por agua.....	117
Figura 5.5: Tipos de torres de refrigeración de tiro mecánico con agua.....	123
Figura 5.6: Vista área reducida de la central Gemasolar.....	124
Figura 5.7: Curva de Funcionamiento del ventilador.....	127
Figura 5.8: Curva de Potencia del ventilador.....	128
Figura 5.9: Curva de Eficiencia del ventilador.....	128



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Consumo histórico de energía final per cápita por zonas (MTOE/Cápita).....	6
Tabla 1.2: Consumo mundial energía primaria según fuente en porcentaje.....	7
Tabla 1.3: Consumo mundial por fuentes renovables (MTOE).....	7
Tabla 1.4: Comparación consumo per cápita (MTOE/Cápita).....	9
Tabla 1.5: Producción nacional por fuente renovables en porcentaje.....	10
Tabla 1.6: Autoabastecimiento en porcentaje por fuente en España.....	11
Tabla 4.1: Comparación consumo por fuentes sistema Peninsular y Canario.....	74
Tabla 4.2: Tabla datos de Gemasolar empleados en SOLAR Pilot.....	75
Tabla 4.3: Altura solar y eficiencias para las 9:00.....	80
Tabla 4.4: Funcionamiento del receptor en el día típico de Julio.....	81
Tabla 4.5: Almacenamiento necesario vs. Potencia de la turbina.....	85
Tabla 4.6: Resultados simulación de funcionamiento.....	88
Tabla 4.7: Condiciones alcanzadas en el ciclo termodinámico.....	93
Tabla 4.8: Valores por defecto eficiencias Thermoflow.....	94
Tabla 4.9: Resumen resultados funcionamiento ciclo a plena carga.....	95
Tabla 4.10: Resumen de los resultados obtenidos para la simulación final.....	97
Tabla 4.11: Comparación entre Gemasolar y la central diseñada.....	99
Tabla 5.1: Datos para el diseño de cFWH.....	103
Tabla 5.2: Datos TTD y DCA cFWHs.....	104
Tabla 5.3: Condiciones de diseño para el cFWH2.....	104
Tabla 5.4: Tabla resumen resultados cFWH2.....	114
Tabla 5.5: Resultados anteriores empleados en el condensador.....	118
Tabla 5.6: Datos empleados en el condensador.....	119
Tabla 5.7: Tabla resumen resultados Condensador.....	121
Tabla 5.8: Resultados anteriores empleados en la torre de refrigeración.....	125
Tabla 5.9: Coeficientes de pérdidas de carga en la torre.....	126
Tabla 5.10: Condiciones de Referencia para el ventilador.....	126
Tabla 5.11: Suposiciones iniciales primera iteración.....	135
Tabla 5.12: Resultados primera iteración.....	135

Tabla 5.13: Suposiciones iniciales iteración final.....	139
Tabla 5.14: Resultados iteración final.....	140
Tabla 6.1: Gastos básicos en la torre en función del nº de concentraciones.....	144
Tabla 6.2: Presupuesto de elaboración del proyecto.....	147





## NOMENCLATURA

### 1. Abreviaciones:

<b>TOE</b>	Toneladas equivalentes de petróleo (Tons of Equivalent Oil)		
<b>DNI</b>	Irradiación Normal Directa (Direct Normal Irradiation)		
<b>cFWH</b>	Intercambiadores de calor de superficie	<b>DSH</b>	Zona de Desrecalcamiento
<b>DCA</b>	Design Cooler Approach	<b>C</b>	Zona de Condensación
<b>TTD</b>	Terminal Temperatura Difference	<b>DC</b>	Zona de Subenfriamiento

### 2. Variables:

<b>L<sub>th</sub></b>	Pérdidas en el receptor	<b><math>\eta</math></b>	Eficiencia
<b>P<sub>inc</sub></b>	Potencia térmica en el receptor	<b>E</b>	Energía
<b>EU</b>	Energía Útil	<b>W</b>	Ancho (Width) o Potencia
<b>u</b>	Velocidad	<b>i</b>	Entalpía
<b>D</b>	Diámetro	<b>h</b>	Coeficiente convectivo
<b>e</b>	Espesor	<b>A</b>	Área
<b>P<sub>t</sub></b>	Distancia entre tubos (Pitch)	<b>U</b>	Transmitancia térmica
<b>L<sub>b</sub></b>	Espaciado entre baffles	<b>Q</b>	Calor
<b>FE</b>	Factor de ensuciamiento	<b>L</b>	Longitud
<b>m</b>	Gasto másico	<b>Ja</b>	Número de Jakob
<b>p / <math>\Delta p</math></b>	Presión y pérdida de carga	<b>G</b>	Galga
<b>T</b>	Temperatura	<b>f</b>	Coeficiente de fricción
<b><math>\rho</math></b>	Densidad	<b>L<sub>w</sub></b>	Ruido
<b>C<sub>p</sub></b>	Calor específico a presión constante	<b>V</b>	Caudal
<b>x</b>	Título	<b>P</b>	Potencia eléctrica consumida
<b>Nu</b>	Número de Nusselt	<b>G</b>	Flujo másico o Galga
<b>Re</b>	Número de Reynolds	<b>r<sub>G</sub></b>	Relación de flujos másicos
<b>Pr</b>	Número de Prandtl	<b>IMerkel</b>	Integral de Merkel

<b>N</b>	Número (pasos por tubo, tubos o velocidad de giro)	<b>k</b>	Conductividad o Coeficiente de pérdida de carga
<b><math>\Delta T_{Lm}</math></b>	Incremento de temperatura Logarítmico Medio	<b>PF</b>	Función de empaquetamiento (Packaging Function)

### 3. Subíndices:

<b>Turb</b>	Turbina	<b>cond</b>	Condensador
<b>CP</b>	Carga parcial	<b>Bomb</b>	Bomba
<b>SVG</b>	Sistema de Generación de Vapor	<b>RH</b>	Recalentador
<b>max</b>	Máxima/o	<b>T</b>	Total
<b>t / tub</b>	Tubos	<b>wb</b>	Bulbo húmedo (Wet bulb)
<b>s</b>	Carcasa (Shell)	<b>v</b>	Vapor
<b>w</b>	Agua (Water)	<b>atm</b>	Atmosférica
<b>d</b>	Drenaje (cFWH) y Diseño (Cond)	<b>p_t</b>	Pasos por tubo
<b>salida</b>	Salida del cFWH previo	<b>ref</b>	Refrigerante
<b>sat</b>	Saturación	<b>cl</b>	Limpio (Clean)
<b>i / inicial</b>	Interno o Inicial	<b>c</b>	Columna
<b>o / out</b>	Externo o Final (Out)	<b>EG</b>	Eliminador de gotas
<b>e</b>	Equivalente de la carcasa	<b>PS</b>	Persianas y soportes
<b>ext</b>	Referido al área externa	<b>sur</b>	Superficie
<b>fg / lv</b>	Cambio de fase	<b>r</b>	Condiciones de referencia
<b>m</b>	Condiciones medias	<b>a</b>	Aire
<b>prim</b>	Primaria	<b>sec</b>	Secundaria
<b>fill</b>	Empaquetamiento (Filling)	<b>ev</b>	Evaporada
<b>v</b>	Condiciones de funcionamiento del ventilador	<b>perd</b>	Aguas abajo y arriba del ventilador



# CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

## 1.1 La energía en la sociedad:

La energía es imprescindible en las sociedades modernas de hoy en día. Es transcendental para todos los aspectos básicos de la vida actual del ser humano ya que de ella dependen factores como la iluminación, la calefacción y refrigeración, la movilidad, la producción industrial y muchos más.

El tipo de energía utilizada, su obtención y su finalidad han ido cambiando a lo largo de la historia. Las primeras fuentes de energías empleadas fueron el fuego además de la fuerza del hombre y los animales domesticados, que se usaron para el transporte, la construcción o la producción de alimentos. Luego, el hombre desarrolló máquinas capaces de dominar fenómenos naturales, como los barcos a vela impulsados por el viento o los molinos propulsados por el agua. Tras varios siglos y con la llegada de la revolución industrial, se inventó el motor de vapor que supuso el advenimiento de la sociedad.

Este período de innovación supuso el inicio de un cambio drástico en la civilización debido a la evolución en la producción y consumo de energía. Actualmente la energía se obtiene principalmente de fuentes primarias no renovables como son el petróleo, el gas natural o el carbón. La energía es por lo tanto vital para el desarrollo de los pueblos actuales, donde su consumo divide en tres sectores diferenciados: industrial, residencial y servicios.

## 1.2 Fuentes de energía:

En cuanto a las fuentes de energía, se distinguen dos categorías muy distintas: las energías renovables y las energías no renovables. Se denominan no renovables aquellas en las que los recursos consumidos pueden llegar a tardar siglos en regenerarse de forma natural y, debido al alto consumo, no tienen tiempo para hacerlo. Por otro lado, se denominan energías renovables aquellas que tienen como fuente recursos naturales no agotables a escala humana.

Las **energías no renovables** son las más utilizadas actualmente a nivel mundial. Esta forma de energía aprovecha los recursos naturales encontrados en la tierra, distribuidos de manera no uniforme por todo nuestro planeta. Es la forma de obtención de energía más comúnmente usada debido a su bajo coste, alcanzado tras el perfeccionamiento de las tecnologías de extracción y producción.

Dentro de este tipo de recursos el primero en haber sido empleado, ya que su uso data de la revolución industrial con el motor de vapor, es el **carbón**. Este combustible sólido, al igual que la mayoría de los recursos no renovables utilizados, se forma a partir restos orgánicos que quedan atrapados en las capas subterráneas de la tierra y donde, gracias a la gran presión y temperatura presente en estas profundidades, se convierte en un combustible. Este recurso, que se extrae mediante excavaciones mineras, posee la mayor

reserva de todas en la tierra y es el segundo más explotado, pero también el más contaminante.

El recurso natural con mayor consumo mundial es el **petróleo**, formado por una mezcla de componentes orgánicos en estado líquido. Se emplea fundamentalmente para el transporte, aunque también tiene usos como la calefacción o los plásticos, por ejemplo. Su extracción se realiza a través de pozos petroleros en los que se excava hasta cierta profundidad para extraer el combustible y posteriormente refinarlo para sus distintos usos. A medida que la tecnología avanza, es posible rentabilizar y por lo tanto explotar una mayor cantidad de pozos, sin embargo, se calcula que actualmente existen reservas para los próximos 40 años. Este combustible es uno de los mayores responsables de la contaminación presente en la atmósfera debido a causas antropogénicas.

El **gas natural** es, como su nombre indica, una mezcla de gases ligeros que se compone en su gran mayoría de metano junto con otros como dióxido de carbono o nitrógeno en menor proporción. Normalmente se localiza en los yacimientos de carbón o petróleo, ya sea asociado o disuelto, por lo que, al igual que los otros dos combustibles mencionados anteriormente, proviene de restos orgánicos. El gas natural es menos contaminante que el resto de los combustibles fósiles y tiene unas reservas estimadas en 60 años. Debido a su baja contaminación y precio razonable, es muy utilizado como combustible en hogares y en el sector industrial. Por otro lado, estas mismas razones han dado lugar a su uso cada vez mayor como combustible en el sector automotriz en ciertos países.

La última fuente de energía no renovable es la **energía nuclear**. Esta se basa en la fisión nuclear de uranio o plutonio, una reacción muy exotérmica empleada normalmente en un ciclo de Rankine. Estos elementos químicos, encontrados sólo en algunas partes del mundo, presentan un poder calorífico superior al de cualquier combustible fósil. La energía nuclear tiene la gran ventaja de no emitir contaminantes a la atmósfera como los demás combustibles. Sin embargo, esta genera desechos radiactivos, los cuales suelen mantener sus propiedades radiactivas hasta siglos después de su generación. Estos desechos son altamente peligrosos ya que son capaces de ionizar a la materia cercana, llegando a traspasar varios obstáculos. Hoy en día los restos radiactivos son confinados y enterrados en lugares controlados para evitar que puedan afectar al ecosistema.

Las **energías renovables** son aquellas que utilizan recursos no agotables en una escala de tiempo humana. Estas fuentes de energía provienen principalmente de la radiación emitida por el sol, aunque también hay algunas donde contribuye el campo gravitatorio. En cuanto a su regeneración, esta suele ser natural a corto o medio plazo y espontánea. Existen principalmente seis tipos de esta energía, todas ellas se suelen encontrar en la mayor parte de las zonas de la tierra, pero existen emplazamientos con una disponibilidad superior a otros.

La **energía hidráulica** es aquella que se obtiene gracias a los cursos de agua, principalmente de los ríos. Dicha tecnología aprovecha desniveles, generados normalmente a través de presas hidráulicas, para almacenar energía potencial. Esta se transforma a su vez en cinética y finalmente en energía eléctrica gracias a una turbina. La energía hidráulica es una de las más empleadas dentro de las renovables a pesar de

presentar ciertas repercusiones ambientales. Esto se debe a que las presas hidráulicas usadas más comúnmente suponen una gran perturbación en el ecosistema natural fluvial, impidiendo la libre circulación de los sedimentos y animales.

La **energía eólica** es probablemente la primera energía renovable usada por el hombre, como es el caso de barcos o molinos. Hoy en día se utiliza la energía del viento principalmente para producir electricidad gracias a generadores eléctricos ligados al eje rotatorio de una turbina eólica. Existen distintos tipos de turbinas empleadas para distintas velocidades de viento, siendo la turbina de eje horizontal con tres palas la más usada. La principal desventaja de este tipo de energía es su alta variabilidad y difícil predicción a corto plazo.

La **energía geotérmica** aprovecha el calor subterráneo de la tierra para transformar este recurso en energía térmica o eléctrica. En ambos casos se hace circular un fluido caloportador por capas inferiores del manto terrestre para calentarlo. Esta tecnología se acopla a un ciclo termodinámico para producir energía eléctrica, pero solo cuando las temperaturas alcanzan valores altos. En el caso contrario se usa para calefacción o agua caliente sanitaria, aunque se está desarrollando actualmente la posibilidad de emplear ciclos termodinámicos con un fluido orgánico para producir electricidad. Por lo tanto, este tipo de energía solo es aprovechable en emplazamientos muy concretos, donde el manto terrestre es fino y se cumplen ciertas condiciones, como un tipo de sedimento adecuado para la penetración del agua.

La **energía marítima** es aquella que se obtiene del mar, la cual a su vez se diferencia en cuatro vertientes. La primera y más extendida de ellas es la energía mareomotriz, que se beneficia del movimiento cíclico del agua o mareas y sus corrientes. A pesar de ser afectada en parte por la radiación solar, la fuente principal de esta energía es el campo gravitatorio, al contrario del resto de los casos. Este recurso se aprovecha mediante tres tecnologías distintas: generador de corriente de marea, presa de marea y energía mareomotriz dinámica. El segundo tipo de energía obtenida del mar es undimotriz, en la que se produce electricidad a través de los movimientos ondulatorios y de las olas del mar gracias a flotadores o dispositivos móviles articulados. Además, es posible generar electricidad gracias a la diferencia de temperaturas o gradiente salino en el mar, aunque estas últimas dos opciones son menos convencionales. La energía mareomotriz lleva tiempo implantada, sin embargo, su potencia instalada no es muy grande. Como ocurre con la geotérmica, las zonas con potencial para la implantación de esta tecnología son reducidas y normalmente coinciden con áreas protegidas por su valor ecológico o turístico. Mientras tanto, la tecnología del resto de energías aún continúa en fase de desarrollo, por lo que su uso a nivel mundial también es muy limitado.

La **energía de la biomasa** es aquella que aprovecha la energía restante en los residuos orgánicos. Este combustible, basado en los desechos de otros procesos, típicamente provenientes de la agricultura o del tratamiento de aguas residuales. El combustible se puede encontrar en estado sólido, líquido o gaseoso siendo un ejemplo de cada tipo los pellets, el biodiésel y el biogás. Se considera que esta energía tiene una emisión neta de dióxido de carbono nula debido al ciclo de éste, ya que al oxidar el combustible se libera

el carbono captado anteriormente por los organismos. Es de destacar que, a pesar de ser considerada una energía renovable gracias a sus emisiones nulas, la biomasa posee niveles de emisiones equiparables a algunos de los combustibles fósiles.

Por último, la **energía solar** es aquella que proviene de la radiación emitida por el Sol y atraviesa la atmósfera. Este tipo de energía es la precursora de casi la totalidad de las fuentes enumeradas anteriormente. Al igual que la energía geotérmica, se puede utilizar para la producción de calor o electricidad, dependiendo de su grado de concentración. Se hablará más en detalle de esta fuente de energía en apartados posteriores.

Aparte de ser inagotables, las energías renovables tienen la ventaja de poseer un bajo o nulo deterioro del medio ambiente. Todas las formas de energías no renovables afectan al ecosistema terrestre de forma extremadamente negativa, ya sea en su extracción, producción o consumo. La extracción de los combustibles fósiles conlleva altos riesgos de contaminación de los alrededores en caso de fuga, situación que se ha dado en numerosas ocasiones. La oxidación de estos combustibles fósiles emite contaminantes primarios en forma de materia particulada o contaminantes gaseosos. Estas sustancias son directamente o indirectamente precursoras de fenómenos negativos como la lluvia ácida, el efecto invernadero, el ozono troposférico o la niebla fotoquímica. Existen distintas tecnologías y protocolos cuya intención es la reducción del impacto medioambiental de los combustibles fósiles, sin embargo, es imposible eliminar por completo las consecuencias negativas del uso de estas fuentes de energía. A su vez, la energía nuclear genera residuos radioactivos, los cuales son nocivos durante largos períodos de tiempo.

A pesar de tener un impacto ecológico infinitamente menor que las no renovables, las energías renovables sí que pueden tener efectos negativos sobre el medioambiente. Un ejemplo de ello es la interferencia en el ecosistema fluvial por parte de las presas hidráulicas, como ya se ha comentado. Entre sus inconvenientes destaca la baja densidad energética de la mayoría de estos recursos, como es el caso de la energía solar. Otro factor que se ha de tener en cuenta es la imprevisibilidad e imposibilidad de regular a voluntad los recursos naturales renovables, como ocurre con la energía eólica. Esto supone que en muchas ocasiones se tenga que recurrir a energías no renovables cuando el recurso renovable escasea momentáneamente para cubrir el consumo. Por último, la explotación de estos recursos naturales sostenibles no es gratuita y, a pesar de haber mejorado enormemente en este apartado, las energías renovables siguen teniendo un mayor coste que las no renovables. Su coste superior se debe principalmente a la mayor novedad de las tecnologías empleadas, pero también influyen en ello las costosas infraestructuras necesarias o sus emplazamientos reducidos y de difícil acceso.

*Fuentes consultadas: [1] y [2]*

## 1.3 Consumo y producción de energía mundial:

### 1.3.1 Consumo por zonas geográficas

En la Figura 1.1 mostrada a continuación se puede ver representado el consumo de energía primaria por zonas geográficas en las últimas cuatro décadas. Se observa como dicho consumo mundial refleja una tendencia casi siempre creciente, con un incremento de un 255,9% en este tiempo, lo cual evidencia la insostenibilidad del panorama actual.

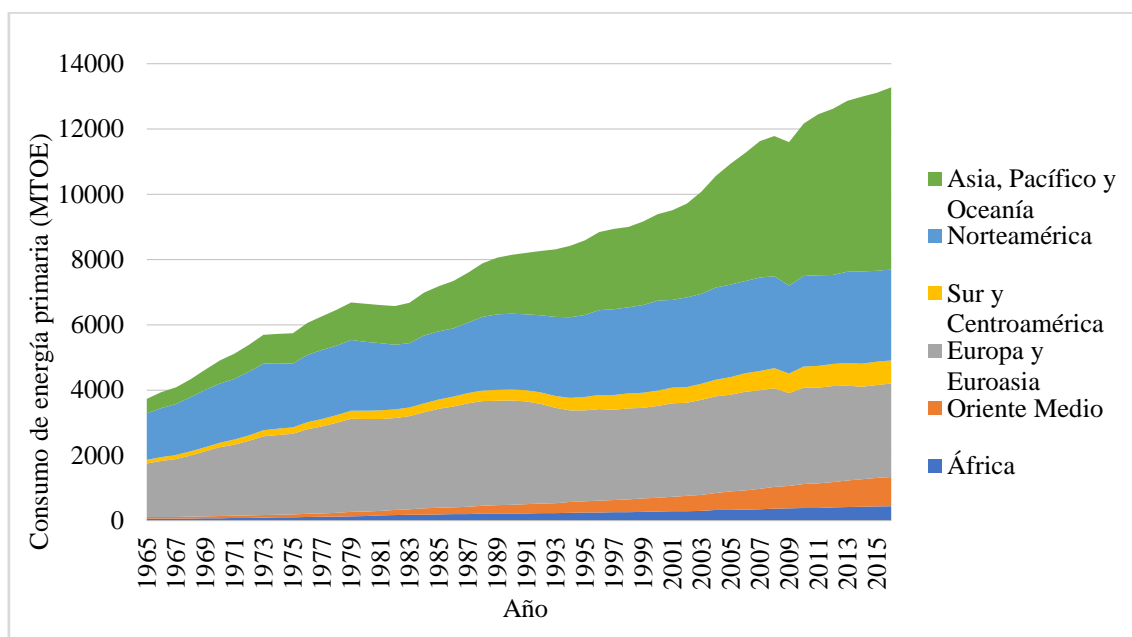


Fig. 1.1: Consumo histórico de energía primaria por zonas. [3]

Evaluando por zonas geográficas, salta a la vista como en todas ellas se ha incrementado el consumo de energía primaria. Las regiones de Norteamérica (95,4%) junto con Europa y Euroasia (74,4%) presentan un crecimiento menor que el resto, al tratarse de zonas desarrolladas en las que ya existen las infraestructuras. No obstante, al representar casi la mitad del consumo mundial (21,0% y 21,6% respectivamente) estos aumentos son notables. Las regiones de África y Sur-Centroamérica contabilizan tan sólo un 8,6% del consumo mundial, por lo que su efecto es reducido, a pesar de haberse dado un incremento medio de un 630,7% y 548,1% en cada una. Finalmente, las zonas con mayor crecimiento del consumo de energía primaria son Oriente Medio (1753,6%) y la zona de Asia, el Pacífico y Oceanía (1161,8%). La zona de Oriente Medio es rica en yacimientos de combustibles fósiles y supone únicamente un 6,7% del consumo mundial, siendo así su efecto global relativamente pequeño en comparación con la zona de Asia, el Pacífico y Oceanía. En esta última, se ha aumentado notablemente el consumo hasta llegar a representar un 42,0% del mundial para 2016.



Sin embargo, para tener una visión más objetiva y verídica, se ha de recurrir a dos factores importantes: la población y la economía. De esta forma, en la Tabla 1.1 se encuentra reflejado el consumo per cápita en cada región para este mismo período.

TABLA 1.1: CONSUMO HISTÓRICO PER CÁPITA POR ZONAS (MTOE/CÁPITA). [3]

Año	Media mundial	Norte-américa	Sur y Centroamérica	Europa y Euroasia	Oriente medio	África	Asia, Pacífico y Oceanía
1965	1.0	4.7	0.4	2	0.7	0.2	0.2
2000	1.3	5.7	1.0	2.8	2.1	0.30	0.7
2016	1.5	4.9	1.2	2.7	3.1	0.32	1.2

Al no tener en cuenta esta variable se podría haber deducido que el mayor problema del consumo mundial ocurre en la zona de Asia, el Pacífico y Oceanía. Ahora bien, al tomarse en consideración el consumo por persona, se ve claramente como esta visión era incompleta. Destacan dentro de dicha región el caso de India, con un 17,8% de la población y un consumo del 5,5% del mundial, y China, con un 18,5% de los habitantes y un consumo de energía del 20,7%. En estos países el desarrollo de las infraestructuras necesarias para el crecimiento económico que han experimentado en las últimas décadas conlleva un gran consumo. No obstante, la región tiene unas necesidades proporcionales a su población, siendo el consumo por persona de energía final menor a la media mundial (1,117 frente a 1,538 MTOE/cápita).

Por otro lado, a pesar de su menor crecimiento las regiones de Norteamérica y Europa-Euroasia son aquellas con mayor consumo per cápita hoy en día (4,9 y 2,7 MTOE/cápita respectivamente), exceptuando Oriente Medio. Ambos territorios son los más ricos y desarrollados del planeta, lo que explica ambos fenómenos apreciados. Si bien estas son las zonas con mayor consumo por persona, también son las únicas que han conseguido disminuir su consumo per cápita en el siglo XXI gracias las medidas implantadas contra el cambio climático. Además de estas dos regiones, únicamente Oriente medio supera actualmente el consumo per cápita medio mundial (3,1 MTOE /Cápita), pero tiene grandes reservas de combustibles fósiles.

Dentro de los territorios por debajo del consumo medio per cápita mundial se encuentran las zonas de África y Sur y Centroamérica, que destacan por el mínimo crecimiento del valor estudiado en este período. En ambas, la población ha pasado a ser más del doble en esta etapa, pero, a su vez, el consumo ha tenido un aumento muy parecido en proporción. Los fenómenos comentados se atribuyen principalmente a la frágil economía en algunos de los países menos desarrollados del mundo situados en estas regiones.

### 1.3.2 Consumo por fuentes

Además de tener en cuenta como se distribuye el consumo de energía a escala mundial, es muy importante analizar de dónde proviene esta energía. En apartados anteriores se ha hecho hincapié en la diferencia existente entre energías no renovables (petróleo, carbón, gas natural y nuclear) y las renovables. Esta distinción es necesaria ya que las energías no renovables consumen recursos agotables, suponen una alta contaminación del medio ambiente y se distribuyen de manera no uniforme en el planeta.

TABLA 1.2: CONSUMO MUNDIAL ENERGÍA PRIMARIA SEGÚN FUENTE EN PORCENTAJE. [3]

Año	Petróleo	Gas Natural	Carbón	Nuclear	Hidráulica	Otras Renovables
2000	38.2	23.2	25.4	6.2	6.4	0.6
2016	33.1	24.0	27.9	4.4	6.8	3.8

A pesar de haber un cierto avance de las renovables en el nuevo siglo, casi toda energía consumida a escala mundial (89,4%) proviene de energías no renovables (Tabla 1.2). De toda la energía primaria consumida, el 85% se deriva de combustibles fósiles, 4,4% se genera con energía nuclear y sólo un 10,6% se obtiene de fuentes renovables, dentro del cual un 64,2% (6,8% del total) se debe a la energía hidráulica. Comparando con el año 2000, se aprecia un avance del 3,55% de las renovables, asumido por una reducción de los combustibles fósiles y la energía nuclear casi a partes iguales. Estos resultados dejan claro la enorme dependencia que sigue existiendo de las energías no renovables, siendo todavía la contribución a escala mundial de las renovables muy reducida. Si bien se ha intentado disminuir la dependencia de los combustibles fósiles más contaminantes, estos continúan siendo hoy en día indiscutiblemente la principal fuente de energía utilizada.

TABLA 1.3: CONSUMO MUNDIAL POR FUENTES RENOVABLES (MTOE). [3]

Año	Solar	Eólica	Biocombustibles	Geotérmica, Biomasa y Otras
2000	0.3	7.1	10.0	41.6
2008	2.8	49.6	50.1	70.9
2016	75.4	217.1	82.3	127.1

En la Tabla 1.3 se observa cómo ha ido evolucionando el consumo de los distintos tipos de energías renovables, exceptuando la hidráulica, a escala mundial en el último siglo. La energía hidráulica no se considera conjuntamente al resto de las energías renovables por varias razones: ha sido la primera en emplearse a escala mundial lo que se ha traducido en una alta implantación, tiene un gran impacto medioambiental al perturbar el cauce

fluvial y se suele usar como apoyo para cubrir una demanda anormal (centrales pico o de reserva de la Sección 1.6).

Dentro de los datos recogidos destaca claramente la energía eólica que, a pesar de no ser la primera en desarrollarse, cubre una mayor demanda en la actualidad (217,118 MTOE). Los biocombustibles se han implantado paralelamente a la eólica hasta aproximadamente el año 2008. Sin embargo, han surgido problemas políticos y éticos debido, por ejemplo, al uso de alimentos como combustibles o el apropiamiento de tierras en países pobres para la producción de dichos combustibles, que han supuesto la ralentización en su implementación y la búsqueda de nuevas alternativas como las microalgas.

Por último, la solar termoeléctrica es una de las tecnologías más recientes en implantarse a escala mundial. La fotovoltaica, que también aprovecha la energía solar, se ha desarrollado antes que esta y su aportación se encuentra dentro de la categoría nombrada como Geotérmica, Biomasa y Otras. A pesar de su temprano desarrollo, esta tecnología se utiliza comúnmente para el abastecimiento de zonas aisladas o para el aporte auxiliar a sistemas menores. La demanda cubierta con la solar termoeléctrica aún es escasa, pero su desarrollo en los últimos años indica un gran crecimiento en el futuro (similar a la eólica).

## **1.4 Consumo y producción de energía en España:**

### **1.4.1 Consumo histórico de energía en España**

En cuanto al caso de España, según los datos recogidos, el consumo total de energía primaria se encuentra distribuido equitativamente entre los sectores de industria, transporte y habitabilidad, al igual que la mayoría de los países desarrollados. En la Figura 1.2 se aprecia con claridad un incremento casi lineal en la demanda hasta 2007, de inicio de la última crisis económica mundial, con gran repercusión en España. De forma contraria a la tendencia mundial, en el caso de España el consumo no se ha recuperado, sino que ha decrecido desde entonces (exceptuando el año 2015).

De los datos recogidos se aprecia que el consumo en el año 2000 se distribuía de la siguiente forma entre las distintas fuentes: 81,8% de combustibles fósiles, 13,1% de la Nuclear, 2,0% de la Hidráulica y tan sólo un 3,3% de Otras renovables. Mientras tanto en el año 2016, con un consumo prácticamente igual al de principios de siglo, este se realizó en un 73% de combustibles fósiles, 12,4% de la energía Nuclear y un 8,1% se obtuvo de fuentes renovables (2,5% de la Hidráulica). Se puede apreciar así la repercusión de las medidas medioambientales implantadas en España al observarse una disminución en un 8,8% de la dependencia de los combustibles fósiles en el siglo XXI, especialmente del petróleo y el carbón (más contaminantes), y el progreso de las energías renovables.

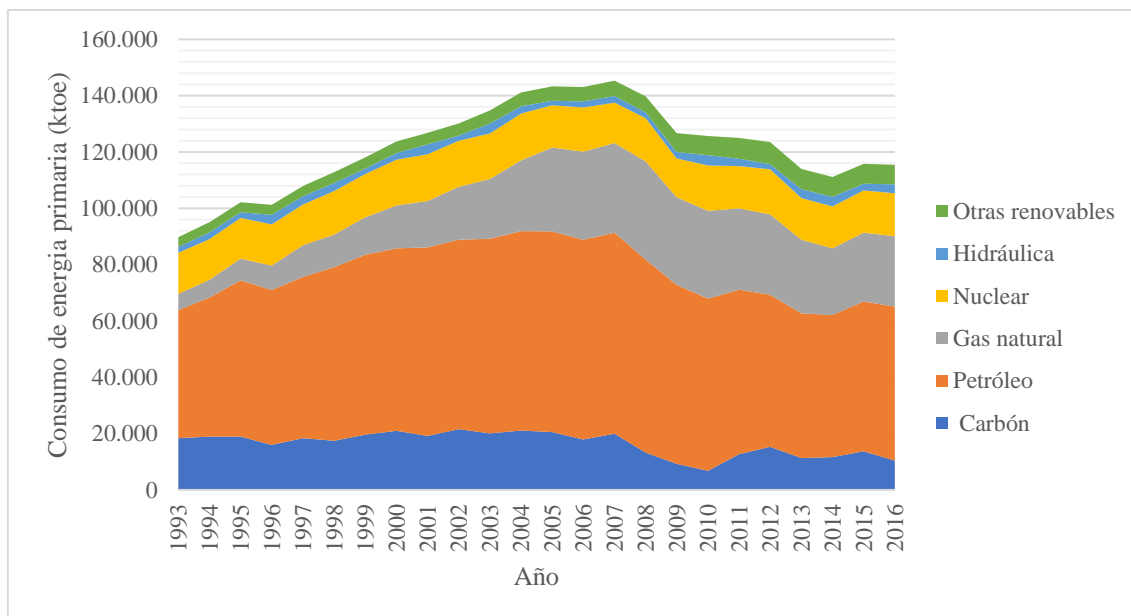


Fig. 1.2: Consumo nacional energía primaria según fuente. [3]

En la Tabla 1.4 se refleja una comparación histórica del consumo per cápita de energía en España con la media mundial y el del resto de Europa y Euroasia. Debido al crecimiento lento y constante de la población, el consumo per cápita y el consumo total de la Figura 1.2 siguen un patrón muy similar. Comparando con esta variable en la región de Europa y Euroasia, se observa como el rápido crecimiento a inicios de siglo había supuesto un adelantamiento de España a la media de la zona (2006). Sin embargo, la crisis económica y las medidas empleadas como solución a esta han supuesto una reducción en el consumo per cápita, encontrándose ambas variables en valores muy similares hoy en día. En cuanto al valor medio de esta variable en todo el planeta, España tiene un consumo per cápita bastante superior (2,7 frente a 1,5 MTOE/cápita), al igual que el resto de los países desarrollados.

TABLA 1.4: COMPARACIÓN CONSUMO PER CÁPITA (MTOE/CÁPITA). [3], [4] Y [5]

Año	España	Mundial	Europa y Euroasia
1996	2.5	1.3	2.8
2006	3.3	1.5	3.0
2016	2.7	1.5	2.7

#### 1.4.2 Uso de las energías renovables en España

Como se puede ver en la Tabla 1.5, la energía renovable más utilizada en España es la Biomasa y sus derivados o fuentes similares (Biogas, Biocarburantes y R.S.U. o Residuos Sólidos Urbanos), suponiendo la biomasa la gran mayoría de este consumo, con un 30,1% de la producción total con energías renovables. Al igual que ocurría a escala mundial, los

problemas éticos y políticos relacionados con la producción de la materia prima de esta tecnología han supuesto la ralentización e incluso la disminución del consumo de estas fuentes últimamente.

TABLA 1.5: PRODUCCIÓN NACIONAL POR FUENTE RENOVABLE EN PORCENTAJE. [4]

Año	Hidráulica	Eólica	Biomasa	Solar	Geotermia
2005	18.8	21.7	58.6	0.8	0.1
2010	24.4	25.5	43.1	6.9	0.1
2016	18.2	24.4	38.8	18.5	0.1

La producción de energía con la tecnología hidráulica es muy variable según el año, lo que se debe a su uso como fuente secundaria frente a otras renovables, cuya disponibilidad esporádica de sus recursos les otorga preferencia. A pesar de esto, y del escaso desarrollo de nuevas plantas, la energía hidráulica mantiene un papel importante dentro de las renovables tanto en España (18,2% de la producción con energías renovables a escala nacional) como en el resto del mundo.

Los niveles de radiación anuales en gran parte de nuestro país han favorecido el crecimiento de la energía solar, pasando a representar un 18,5% de la producción con energías renovables. Dentro de esta energía, la Solar Térmica o de baja temperatura supone tan sólo un 1,7% de la producción total. Sin embargo, se espera que su crecimiento sea notable en los próximos años debido en parte al nuevo Código técnico y su aportación obligatoria a parte del Agua Caliente Sanitaria. En cuanto a la energía Solar Fotovoltaica, las subvenciones otorgadas antes de la crisis económica supusieron un enorme y temprano crecimiento pero, con la retirada de estas, su implantación se ha visto afectada y parece estar recuperándose lentamente. Aun así, esta tecnología cuenta hoy en día con un 4,0% de la producción con energías renovables. Por otro lado, la energía Solar Termoeléctrica o de alta temperatura es la que más ha crecido en los últimos años, llegando a ser la principal tecnología empleada para el aprovechamiento del recurso solar con un 12,7% de la producción con renovables a nivel nacional. De esta forma, según los datos consultados, España consume hoy en día un 4,1% de la energía solar mundial. Si se tiene en cuenta que nuestro país ha sido responsable solamente de un 1% del consumo de energía primaria en 2016 y que su superficie es mucho menor que la de otros países, queda claro el enorme papel del país y sus numerosas empresas dedicadas al desarrollo de esta energía.

De entre las fuentes de energía renovable la segunda más utilizada en España es la eólica, con 24,4% de la producción con renovables en el año 2016. Este recurso se encuentra repartido de forma no homogénea en el territorio, donde Castilla y León, Castilla-La Mancha, Andalucía y Galicia cuentan con un 70% de la potencia eólica instalada. Sin embargo, su consumo también se ha visto reducido en los últimos años debido a dos motivos. En primer lugar, la plena ocupación de los posibles emplazamientos para la producción de energía con esta fuente ha supuesto que en los últimos años solo se

contemple reemplazar aquellos aerogeneradores con un rendimiento menor y ya amortizados por unos más nuevos. En segundo lugar, al igual que ocurría con la Solar Fotovoltaica, con la crisis económica se han disminuido las ayudas económicas a esta tecnología, lo cual ha supuesto un duro revés para el sector. Ahora bien, en comparación con el resto del mundo España presenta un 5,1% del consumo mundial de esta fuente, lo que la coloca nuevamente entre las más importantes en aprovechamiento de energías renovables. Claramente, esto hace que España y sus empresas del sector sean reconocidas a nivel mundial por su compromiso e importancia.

*Fuentes consultadas: [6]*

### 1.4.3 Auto abastecimiento de la energía en España

Las energías renovables no solo tienen la ventaja de suponer un impacto medioambiental reducido, sino que además utilizan fuentes de energías prácticamente inagotables provenientes del Sol o del campo gravitatorio. Este tipo de energía supone una independencia de la disponibilidad de los recursos naturales consumidos por las no renovables, ya sean los combustibles fósiles o elementos radiactivos. En el caso de España este factor es especialmente importante al provenir un 85,3% de la energía consumida de fuentes no renovables y un 73,0% de combustibles fósiles.

TABLA 1.6: AUTOABASTECIMIENTO EN PORCENTAJE POR FUENTE EN ESPAÑA. [4]

Año	Carbón	Petróleo	Gas	Nuclear	Biomasa y similares
2011	20.9	0.2	0.2	100	90.5
2014	14.0	0.6	0.1	100	106.5
2016	6.6	0.3	0.2	100	93.6

En la Tabla 1.6 se refleja el grado de autoabastecimiento histórico del país, quedando claro que España es autosuficiente o casi en lo que respecta a la energía nuclear y aquella proveniente de la biomasa. A pesar de ser positivos, estos datos no son completamente ciertos en el caso de la energía nuclear. Si bien España alberga reservas de Uranio, este se ha de enviar a Francia para que allí se realice el proceso conocido como enriquecimiento. De esta forma, a pesar de poseer el recurso natural, que es agotable, no se tiene total autonomía. En cuanto a los combustibles fósiles, existen algunas minas de carbón en el territorio, pero su mala calidad supone una utilización cada vez menor. Nuestro país no alberga prácticamente ninguna reserva de los otros dos tipos de combustibles fósiles (Petróleo y Gas Natural) cuyo consumo es principalmente para el transporte y la calefacción respectivamente.

En consecuencia, España depende enormemente de otros países para cubrir su demanda de energía pudiendo verse afectada gravemente por conflictos en las regiones donde se encuentran estos combustibles, como las guerras en Oriente Medio (alberga el 47% de las reservas de Petróleo), o políticas agresivas de aumento de precio de estos países, como

ha ocurrido anteriormente con Rusia y el Gas Natural. Siendo la energía fundamental en las sociedades modernas, la posibilidad que ofrecen las energías renovables de disminuir la dependencia del exterior las hace aún más importante en naciones como España que no ostentan estos recursos.

### **1.5 Un futuro sostenible:**

Tras este análisis del consumo mundial y las fuentes de las que se obtiene dicha energía se han alcanzado varias conclusiones. Al tener en cuenta la población y la situación económica de las distintas zonas se ha podido entender mejor la distribución del consumo mundial. Lo que parecía ser en principio un aumento desmesurado de la demanda en la región de Asia, el Pacífico y Oceanía no lo es tanto si se tiene en cuenta el aumento de la población, compensado en parte por su bajo consumo per cápita y su situación económica. A su vez, se ha podido constatar como los países desarrollados son aquellos que tienen un consumo y niveles de contaminación por persona más elevados. Por lo tanto, su labor es intentar reducir el consumo y apostar por fuentes de energía menos contaminantes, ya que son aquellos con mejor posición económica.

De los datos recopilados se observa claramente la insostenibilidad a largo plazo del modelo actual de consumo mundial con un crecimiento progresivo y con la obtención de la mayor parte de la energía de fuentes no renovables. Ya sea por el agotamiento de dichas fuentes o por la alta contaminación que conllevan, se ha de buscar un cambio progresivo hacia las tecnologías de producción de energía con fuentes renovables.

Todo esto ha supuesto que España, al igual que varios países desarrollados, haya intentado promover el uso de las energías renovables. Ahora mismo nuestro país se encuentra en una posición de reconocimiento mundial al estar entre las cinco naciones con mayor consumo de energía eólica y solar. Además de ayudar a paliar el problema de la contaminación, la gran inversión en estas energías supone para España una mayor estabilidad al significar su autoabastecimiento.

#### **1.5.1 Contaminación**

A pesar del crecimiento de las energías renovables en la última década, estas solo cubren un 10,6% de la energía primaria consumida mundialmente en la actualidad. El resto se cubre en un 85,0% con combustibles fósiles, cuya combustión libera partículas y gases contaminantes. De entre los productos de esta oxidación, el más importante es el Dióxido de Carbono, que es un gas de efecto invernadero. Este gas puede ser liberado a la atmósfera por procesos naturales, como las erupciones volcánicas, o por acción antropogénica, como la combustión de combustibles fósiles o la deforestación. A su vez, existen otros procesos naturales, como la fotosíntesis, que son capaces de absorber este compuesto.

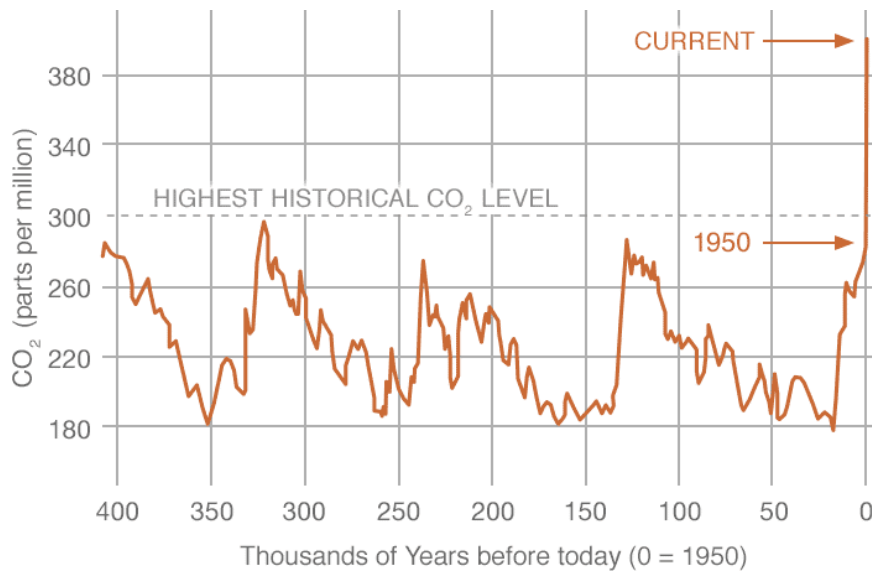


Fig. 1.3: Nivel de CO<sub>2</sub> histórico. [7]

Como se aprecia en la Figura 1.3, existe un ciclo de algo menos de 100 años por el que el nivel de partículas de Dióxido de Carbono varía periódicamente. Este ciclo se basa en los procesos inversos de absorción y liberación de dicho gas, que se dan de forma natural en el planeta. Sin embargo, el aumento del consumo y por lo tanto de la cantidad de combustibles fósiles usados desde la revolución industrial, suponen la liberación de mayor cantidad de Dióxido de Carbono a la atmósfera. Por otro lado, la acción antropogénica producida a través de fenómenos como la deforestación, que impide la captura de grandes cantidades de este gas por la vegetación, provoca una ruptura del equilibrio natural existente en el planeta. Así, se ha constatado como desde el año 1950 el nivel de partículas de Dióxido de Carbono por millón (ppm) ha incrementado drásticamente hasta valores alarmantes. Según los datos recaudados en la última década, la concentración de esta sustancia ha pasado de 384,64 a 407,06 ppm, siendo este último valor un 35,7% mayor que el máximo medido en los siglos anteriores.

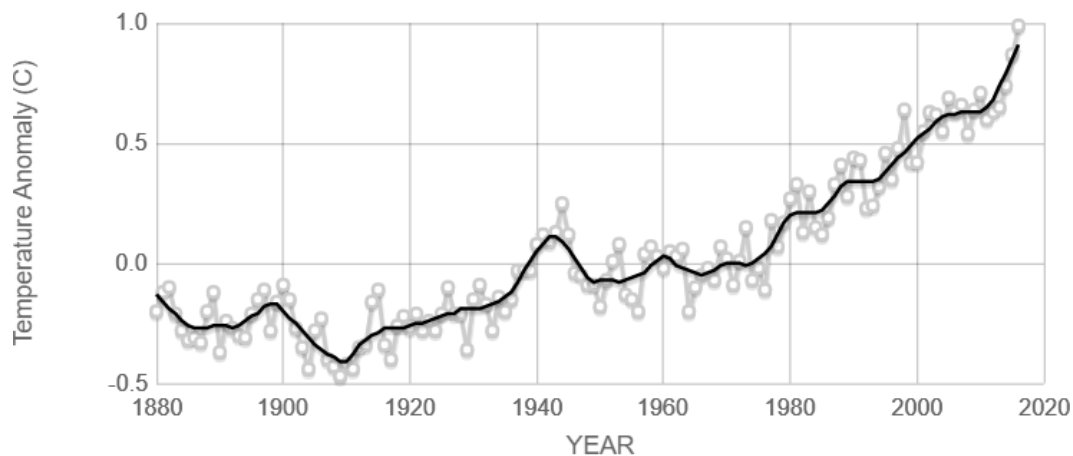


Fig. 1.4: Variación de la temperatura del planeta media histórica. [8]



El Dióxido de Carbono es un gas de efecto invernadero, al igual que otros como el vapor de agua, debido a su gran absorción de la radiación infrarroja. Su mayor concentración en la atmósfera se traduce en un aumento en la energía atrapada en ella, que a su vez se disipa en forma de calor. De esta manera, se observa en la Figura 1.4 como el incremento de la liberación de este gas ha supuesto un aumento de la temperatura media mundial. Este cambio de temperatura da lugar a serios problemas a escala mundial, como pueden ser el incremento del nivel del mar o la desestabilización de ecosistemas sensibles a estos cambios de temperaturas.

Existen también otros problemas medioambientales de origen antropogénico como la destrucción de la capa de ozono, que protege a la tierra de gran parte de la radiación dañina emitida por el Sol, la lluvia ácida, que provoca el erosionado de estructuras y daños en la vegetación, o las partículas suspendidas, que dan lugar a problemas respiratorios en los seres humanos. Todos estos efectos negativos suponen un peligro para la estabilidad de nuestro planeta y los seres vivos que la habitan. En consecuencia, se ha empezado a tomar medidas a escala mundial para intentar evitar el deterioro hasta niveles irremediables de la Tierra.

### **1.5.2 Medidas empleadas contra el calentamiento global**

El calentamiento global y el resto de los fenómenos asociados son de carácter mundial, por lo que se requiere la acción conjunta de todas las naciones para alcanzar una solución al problema. En los últimos años, Naciones Unidas ha emprendido numerosas medidas englobadas en la Convención Marco sobre el Cambio Climático (CMNUCC). Dentro de este marco destacan el Protocolo de Kioto y, más recientemente, el Acuerdo de París.

En el primero de ellos, adoptado en 1997, pero puesto en marcha en 2005, las distintas partes se comprometían a reducir en un 5% la emisión de seis gases de efecto invernadero con respecto a los niveles de 1990 para el año 2012. Esta reducción era asumida en distinta medida por país dependiendo de varios factores con el fin de conseguir la reducción del 5% a nivel mundial. Al final de este periodo y con el objetivo altamente cumplido, con una reducción global del 22,6%, se continuó empleando distintas medidas con una segunda fase de dicho compromiso. En diciembre de 2015, se celebró la Conferencia de París sobre el Clima (COP 21) en el que se alcanzó el Acuerdo de París. De esta forma, 195 naciones se unieron para fijar las medidas a adoptar con el objetivo de evitar superar un calentamiento global de 2 °C. En consecuencia, se acordó, aparte de una reducción en las emisiones de gases de efecto invernadero, medidas como la transparencia de los avances realizados o la adaptación de dichos objetivos a los países en vías de desarrollo.

En cuanto a la Unión Europea, en 2008 se fijó el Objetivo 20-20-20 en el que se establecen tres objetivos para el año 2020. Estos son: la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero en un 20%, el aumento en un 20% de las energías renovables e incrementar en un 20% la eficiencia energética. Además, se han propuesto metas para los años a seguir con el Marco 2030, con objetivos parecidos al de 2020 pero aún más estrictos, y la Hoja de Rutas, con la vista puesta en el año 2050. En general, los países europeos han ayudado

al cumplimiento de las exigencias pactadas, reduciendo en un 11,85% sus emisiones de gases de efecto invernadero con el fin de cumplir el Protocolo de Kioto, por ejemplo.

España, como miembro de la Unión Europea y país desarrollado, se ha comprometido con cada una de las medidas puestas en marcha en contra del calentamiento global. De tal forma que, las numerosas medidas implantadas y el avance de las energías renovables visto anteriormente han conseguido reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en el territorio, cuya tendencia era previamente contraria. El Protocolo de Kioto permitía a España un aumento del 15% de las emisiones con respecto a los niveles del año 1990. Sin embargo, con un aumento del 23,68% en las emisiones de dichos gases en el periodo establecido, no se ha conseguido cumplir con las exigencias pactadas. De estas emisiones, en la actualidad, un 75% de ellas provienen del sector energético debido al alto uso de los combustibles fósiles en España descrito anteriormente. Además, la crisis económica mundial y su gran impacto en España supusieron varios recortes en la financiación o ayudas económicas para conseguir dicha meta. Con medidas como la eliminación de gran parte de las subvenciones a la fotovoltaica, se calcula que no se conseguirá alcanzar los objetivos impuestos por los distintos tratados mencionados con anterioridad. Según las previsiones actuales, a pesar de que España sea uno de los países europeos más afectados por el calentamiento global, las emisiones de los gases de efecto invernadero en el territorio español aumentarán en los años a seguir. Con el fin de poder garantizar un futuro aceptable para las generaciones próximas es evidente que se ha de revertir esta tendencia a través de medidas importantes e intentar lograr un modelo sostenible.

*Fuentes consultadas: [9], [10] y [11]*

## 1.6 El sistema eléctrico español y la estabilidad de la generación:

La demanda de energía eléctrica a lo largo de un año o de un mismo día es variable, viéndose esta afectada por infinidad de fenómenos, como pueden ser la climatología o grandes eventos.

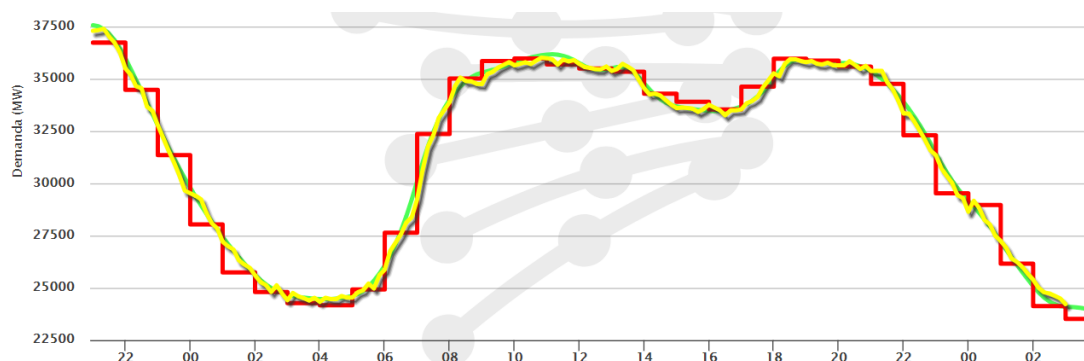


Fig. 1.5: Demanda energética en el día 15 de diciembre de 2017. [12]

Como se refleja en la Figura 1.5, donde la demanda real viene representada en amarillo, la prevista en verde y la programada en rojo, existe una amplia inestabilidad horaria de esta variable que impone una complejidad en la producción y transporte de energía a diario. Estos períodos de alto o bajo consumo vienen determinados por la actividad de cada día, considerándose las horas punta el horario establecido desde las 12 horas hasta las 22 horas en invierno y una hora más tarde en verano, mientras que las horas valle comprenden el resto del día. Además, otro parámetro importante de esta curva es el mínimo nivel de consumo a lo largo del día, llamado consumo base, y el máximo consumo en dicho período, denominado comúnmente como consumo pico.

En España el sistema de transporte y generación se encuentra coordinado por Red Eléctrica Española (REE) y el Centro de Control Eléctrico (CECOEL), quienes han de asegurar la correcta adecuación de la generación al consumo de energía. De no ser así podrían darse serios problemas, como una falta de suministro a algunos consumidores en el caso de una generación pobre, o una alteración importante de la frecuencia en caso de una generación demasiado grande. En consecuencia, estos organismos realizan predicciones de la demanda y se encargan de la compraventa de energía con las distintas centrales del sistema eléctrico español o incluso extranjero en caso de necesidad. Debido a la naturaleza de algunos tipos de centrales y para asegurarse de cubrir con creces la demanda en todo momento, la potencia instalada en España es ampliamente superior al consumo pico máximo, en torno a 100 MW y 50 MW respectivamente. De esta forma, existen principalmente tres categorías de centrales que se definen en función de su uso o producción: centrales base, de punta y de reserva.

Las centrales base son aquellas que se destinan a cubrir la casi totalidad de la demanda base a lo largo de todo el año, sin interrupciones en su funcionamiento. Entre ellas se encuentran típicamente las plantas térmicas como las de carbón, con una gran inercia térmica que supone largos períodos de reinicio de la producción en caso de parada; o las nucleares, con su imposibilidad de detener a voluntad la reacción de fisión en su interior. Por otro lado, las centrales de punta son aquellas que se destinan básicamente a cubrir la variación de la demanda en cada hora. Este tipo de planta engloba típicamente las centrales hidráulicas, las térmicas con turbina de gas o la casi totalidad de las energías renovables. Por último, las centrales de reserva son normalmente de ciclo combinado o hidráulicas debido a su rapidez de respuesta. Estas instalaciones son empleadas como medida auxiliar en caso de encontrarse con una demanda anormalmente alta o por algún problema en el resto de tipo de centrales, generalmente por falta de recursos o avería. En caso de fuerza mayor, también existen las centrales de socorro, que se componen por un motor Diesel y poseen la capacidad de ser transportadas.

El régimen no permanente de las energías renovables conlleva la clasificación de estas como centrales de punta, pero la regulación española obliga a la distribución y al consumo de toda la energía producida con estas fuentes. Esta imposición se debe a la variabilidad de la mayoría de los recursos que explotan dichas tecnologías y su imposibilidad de almacenamiento. En consecuencia, las centrales de producción de electricidad con recursos renovables poseen grandes ventajas frente al resto de tecnologías, pero suponen también una dificultad añadida para el regulador de la red, que ha de avisar al resto de

centrales para que modifiquen o cesen su funcionamiento acordemente. Además del importe que significa la parada forzosa de una instalación, es necesario contabilizar el alto coste que conllevan las centrales de reserva. Debido al régimen de producción y la necesidad de estar constantemente alerta a las indicaciones del operador, se les atribuye grandes precios de compra de la energía producida en comparación con sus valores de operación.

Todos estos costes implican un aumento significativo del precio de la electricidad y, por ende, de todos los artículos de la vida cotidiana que dependen de ella. Este motivo es uno de los principales puntos fuertes que alberga la capacidad de almacenamiento en las centrales con fuentes renovables. Hoy en día la energía renovable con mayor capacidad de almacenamiento es la hidráulica, a la que penaliza su alto impacto medioambiental. Tras esta, está la tecnología solar de alta temperatura y en especial aquella que emplea almacenamiento con sales fundidas, alcanzando niveles de reserva superiores a 12 horas. Actualmente se encuentra en fase de desarrollo el sistema de acopio con helio para tecnologías como la eólica, pero este método está aún muy lejos de convertirse en una opción viable.

A pesar de dar lugar a una mayor inversión inicial, el almacenamiento que poseen las energías termosolares es de gran importancia para el operador de la red. El almacenamiento permite desacoplar en cierta medida la captación y la producción, consiguiéndose así ciertos beneficios como la programabilidad de la producción, regulada en función del consumo en cada momento. La acumulación y preservación de la energía captada permite la predictibilidad de la generación, al poder determinarse fácilmente las horas de funcionamiento restante en base a la energía almacenada. Por otro lado, el almacenamiento y su consiguiente producción estable de electricidad suponen muchas ventajas para el dueño de la planta, como se verá en este proyecto. El almacenamiento permite reducir el número de paradas forzosas y aumentar las horas de funcionamiento, evitándose el problema del estrés térmico en cada puesta en marcha. El sistema de acopio conlleva un mejor aprovechamiento de la energía captada y de las instalaciones, que conseguirán funcionar a mejores rendimientos mediante la reducción de las cargas parciales y, por ende, se logrará una mayor producción anual.

*Fuentes consultadas: [12], [13] y [14]*

## **CAPÍTULO 2: ENERGÍA SOLAR**

### **2.1 Recursos renovables en España:**

Según lo visto en el Capítulo previo, el problema energético y ambiental reclama acciones drásticas a nivel mundial. Para resolver estos problemas las tecnologías renovables se postulan como la mejor solución debido a su aprovechamiento de recursos inagotables con un impacto medioambiental reducido. Por distintas razones, en los últimos años el desarrollo y la implantación de este tipo de tecnologías se ha visto reducido. En consecuencia, se estima que si no se actúa pronto la emisión de gases de efecto invernadero podría aumentar, alejándose aún más de los objetivos fijados en los acuerdos internacionales.

Sin embargo, a pesar de su reducido tamaño en comparación con otras naciones, España se encuentra en una posición privilegiada en materia de energías renovables. Esto se debe en parte a la gran conciencia social y apoyo económico en el país, pero también a su gran disposición de recursos naturales renovables. La situación geográfica del país supone una gran variedad de climas en los que se pueden aprovechar los distintos recursos naturales de manera rentable.

Como se ha expuesto previamente, la energía hidráulica suele contabilizarse por separado del resto de fuentes renovables. A pesar de poseer un gran recurso fluvial, la energía hidráulica se utiliza relativamente poco en España, lo cual se debe a su alta influencia en el ecosistema fluvial y a su uso principalmente como fuente de apoyo. Así, se ha concluido en la Sección 1.3.3 que la principal fuente renovable aprovechada a nivel nacional es la Biomasa y sus derivados, con un 38,8% de la producción con renovables en 2016. Sin embargo, su contaminación elevada en comparación con el resto de las fuentes renovables y los problemas éticos que conlleva la producción de su materia prima han supuesto un desuso de la Biomasa en los últimos años. En cuanto a la energía eólica, se ha visto como España se encuentra dentro de las naciones punteras en este campo. No obstante, la producción con dicha fuente ha experimentado últimamente una ralentización brusca en su crecimiento debido a dos factores ya comentados: la ocupación de los emplazamientos más rentables y la disminución de las ayudas económicas del gobierno al sector. Por otro lado, la energía geotérmica apenas se emplea en España debido a los escasos emplazamientos que cumplan las condiciones necesarias para su uso y la importancia ambiental o turística de los lugares donde sí que se dan, como el Teide en Tenerife. Finalmente, el recurso marítimo es escasamente aprovechado en nuestro país debido a cuatro motivos: la mayoría de su costa da al Mar Mediterráneo (el cual apenas presenta mareas y ondulaciones), la protección de zonas viables por su valor ambiental o turístico, su posible impacto ambiental y la temprana fase de desarrollo en la que se encuentra esta tecnología.

Debido a las razones expuestas en los párrafos anteriores, se considera actualmente que el campo con mayor desarrollo a futuro para producción de energía eléctrica en España con el aprovechamiento de recursos renovables es la energía solar. Aparte de ser

precursora del resto de fuentes renovables, solo haría falta una pequeña fracción de la energía irradiada por el Sol a la Tierra para cubrir el consumo mundial (Figura 2.1). España se encuentra en una posición privilegiada a nivel mundial en este sector al producir el 4,1% de la energía solar total actualmente, lo cual se debe en parte a las empresas pioneras en el sector que posee. Además, esta alta producción de energía eléctrica con la radiación incidente es posible gracias al gran recurso solar que tiene España como consecuencia de las buenas condiciones ambientales a lo largo de todo el año y una latitud por debajo de los 40° recomendados para la implantación de centrales de energía solar térmica. Como se verá en apartados posteriores, este recurso solar se encuentra especialmente concentrado en la parte Sur del país, donde se ubican la gran mayoría de las plantas disponibles hasta el momento. Estos factores han supuesto una amplia inversión en energía solar en la última década hasta representar esta un 18,2% de la energía producida con fuentes renovables en el país.

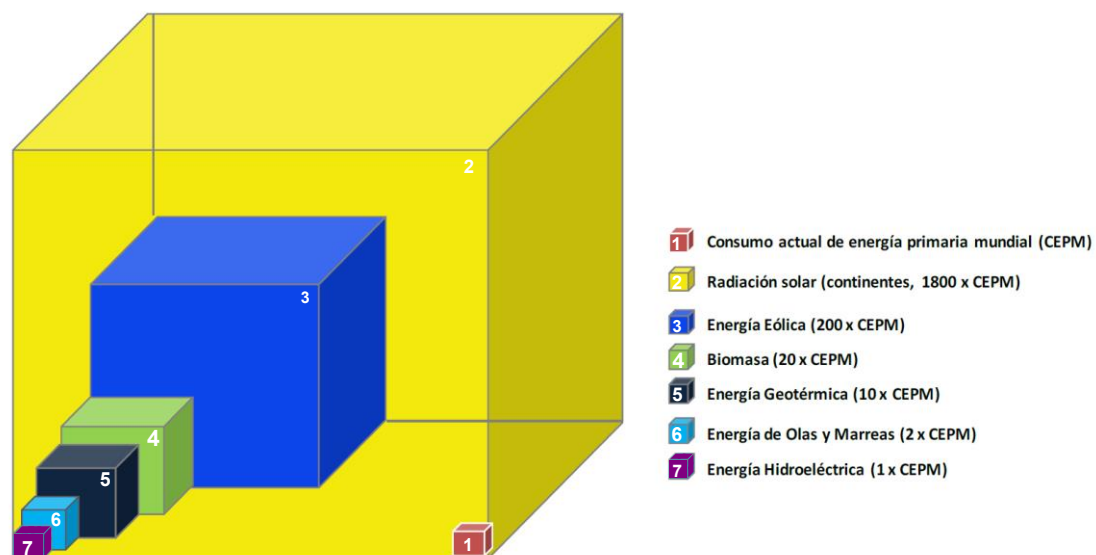


Fig. 2.1: Potencial energético teórico por fuentes. [15]

Aparte de la energía solar térmica de alta temperatura existen dos tecnologías que aprovechan la energía irradiada por el Sol: fotovoltaica y térmica. La primera de ellas es la fotovoltaica, cuyo principio se basa en el efecto fotoeléctrico o el desprendimiento de electrones al impactar irradiación electromagnética con una cierta longitud de onda sobre un material, generando así una corriente eléctrica. La tecnología fotovoltaica presenta un grado avanzado de desarrollo que le confieren un coste razonablemente bajo en comparación con el resto de las energías renovables. Su principal ventaja es su utilidad en lugares aislados, pero también para autoconsumo en viviendas particulares o para producción de electricidad. Sin embargo, la fotovoltaica no se contempla como una solución de producción de energía de forma industrial con capacidad de suministrar a grandes poblaciones, por lo tanto, no será desarrollada en este trabajo.

A su vez, la energía solar térmica se divide en dos vertientes: alta y baja temperatura. La energía solar térmica de baja temperatura es aquella empleada a nivel residencial mediante colectores solares planos, tubo de calor o captador de vacío. Debido a las bajas temperaturas que logra, esta tecnología se usa principalmente para agua caliente sanitaria o para calefacción, siendo otros de sus posibles usos las cocinas solares o su utilización en procesos industriales como el secado de madera. A pesar de ayudar a reducir el consumo en viviendas, la energía solar de baja temperatura no posee la capacidad de resolver el problema energético y ambiental del siglo XXI.

En consecuencia, las tecnologías de producción de electricidad con concentración de la energía solar o solar térmica de alta temperatura se presentan como mejor opción a futuro para la explotación de este recurso a gran escala. A nivel mundial, se estima la energía solar termoeléctrica será capaz de suministrar un 6% de demanda eléctrica para 2030 y un 12% para el año 2050. Así, con el fin de intentar alcanzar un futuro sostenible y evitar problemas ambientales a escala mundial, se ha decidido realizar el proyecto basado en una central eléctrica que aproveche el importante recurso solar que ostenta España.

*Fuentes consultadas: [16]*

## **2.2 El Sistema Solar:**

El Sol es el objeto de mayor dimensión de nuestro sistema solar y posee un 99% de la masa de este. Nuestro Sol es catalogado como una estrella enana amarilla de clase G2V con una temperatura radiactiva bajo el supuesto de cuerpo negro de unos 5760 K. Esta esfera gaseosa de unos  $1,39 \times 10^9$  metros de diámetro se compone en un 92,1% de Hidrógeno y 7,79% de Helio. La reacción de fusión nuclear llevada a cabo en su núcleo transforma átomos del primer elemento en el segundo emitiendo  $3,827 \times 10^{20}$  MW de potencia y perdiendo 4,25 millones de toneladas de masa por segundo. La Tierra, situada a una distancia media de  $1,496 \times 10^{11}$  metros de este, recibe aproximadamente  $1,7 \times 10^{11}$  MW o apenas un  $4,442 \times 10^{-8}$  % de dicha potencia. A pesar de recibir una parte diminuta de la energía liberada por el Sol se calcula que tan solo 84 minutos bastarían para cubrir la demanda de energía mundial.

Gracias a las aportaciones de figuras ilustres como Kepler o Copérnico, se sabe que la Tierra tiene un movimiento elíptico de translación, estando el Sol situado en uno de los focos de dicha elipse. De esta forma, la distancia entre el Sol y nuestro planeta varía en función del día del año, lo cual afectará ligeramente la radiación percibida en la superficie terrestre. Aparte de este movimiento, completado en 365 días, la Tierra también presenta un movimiento de rotación sobre su propio eje con un período de 24 horas. Finalmente, este eje de la Tierra posee una declinación con respecto al Sol, que varía en función del día del año actual.

Es esta declinación la que define las estaciones en los dos hemisferios al determinar la distancia recorrida por la radiación en la atmosfera, la cual tiene gran capacidad de absorción. De esta manera, en el hemisferio Norte en el que se sitúa España, los meses calurosos son aquellos de mitad de año, a pesar de que en este momento la Tierra se

encuentra en su punto más cercano al Sol. La menor radiación percibida en la superficie terrestre se debe a que la declinación de esta en los meses de invierno es máxima. Debido a su posición contraria, en el hemisferio Sur ocurre el fenómeno contrario, ya que en los meses centrales la radiación recorre menos distancia dentro de la atmósfera. Así, como consecuencia de una distancia Tierra-Sol algo menor en este periodo, las estaciones son ligeramente más pronunciadas este último hemisferio.

Los movimientos relativos entre el Sol y la Tierra suponen que el recorrido realizado por el Sol durante el día y observado desde la superficie terrestre varíe en función de variables como el día del año. Para poder aprovechar la energía irradiada por esta estrella se ha de saber calcular su posición relativa a la Tierra, por lo que cobra mucha importancia definir un modelo matemático que permita conocer la ubicación del Sol en el cielo en todo momento.

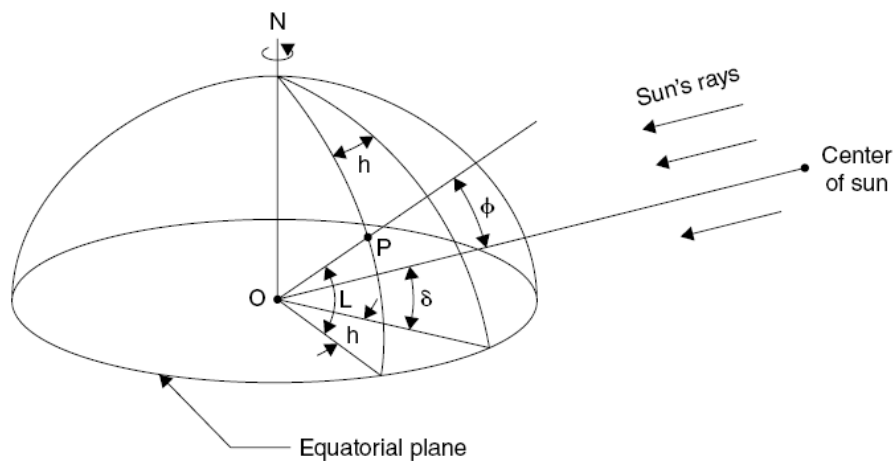


Fig. 2.2: Definición ángulos solares. [17]

Como se refleja en la Figura 2.2, para ser capaces de determinar la posición del Sol desde un punto de la Tierra se emplea un sistema esférico con dos ángulos (altura solar y ángulo de azimut) y la distancia entre ambos cuerpos. Sin embargo, la radiación que alcanza a la Tierra apenas depende de la distancia entre esta y el Sol; sino que es la atmósfera, que actúa como un filtro que protege a nuestro planeta, la responsable de las distintas estaciones. Así, en la mayoría de los casos se suele despreciar el efecto de la variación de distancia y se considera que la radiación que se percibe en la superficie terrestre depende únicamente del resto de factores.

Para definir estos dos ángulos se necesita primero fijar la posición en la Tierra del observador utilizando la latitud y el ángulo horario, que depende de la longitud. A su vez, para poder establecer la posición exacta del Sol desde un punto en la superficie terrestre se ha de dar el ángulo de declinación, el cual depende también del día del año. A continuación, se definirán las variables y el método de cálculo de aquellas que son necesarias para describir el recorrido del Sol en el cielo.



### 2.2.1 Declinación ( $\delta$ )

La declinación se define como el ángulo que forma la recta que une el centro del Sol y de la Tierra con el plano ecuatorial. Su valor se calcula con la Ecuación 2.1, donde la variable N representa el día del año.

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left( 360 \cdot \frac{284+N}{365} \right) \quad (2.1)$$

Así, se deduce que esta variable obtiene su valor máximo ( $23,45^\circ$ ) para un valor de N de 172, correspondiente con el día 21 de junio o el solsticio de verano. Por otro lado, la declinación alcanza su valor mínimo ( $-23,45^\circ$ ) para N igual a 355, que equivale al día 21 de diciembre o el solsticio de invierno.

### 2.2.2 Ángulo horario ( $\omega$ )

El ángulo horario se define como aquel formado por el plano definido por el eje de rotación terrestre y el Sol, y aquel definido por el eje de rotación terrestre y el punto de localización. De esta forma, queda claro que este ángulo depende de la longitud donde se encuentre el observador. Esta variable, junto con la latitud, sirve para fijar una localización en la superficie terrestre. El ángulo horario se establece a través de la Ecuación 2.2.

$$\omega = 15(h - 12) \quad (2.2)$$

En esta expresión la variable h representa la hora solar. La hora solar, que no se corresponde con la oficial, varía entre las 0:00 y 24:00 tomando su valor intermedio de 12:00 cuando el sol se encuentra en su punto más alto.

### 2.2.3 Ángulo de azimut ( $z$ ó $\gamma$ )

El ángulo de azimut o ángulo azimutal se define como el ángulo formado por la dirección Sur y la proyección sobre la superficie terrestre de la línea que une al observador y al Sol. Esta variable se define con la ecuación trigonométrica siguiente (Ecuación 2.3).

$$\gamma = \operatorname{asen} \left[ \frac{\cos(\delta) \cdot \operatorname{sen}(\omega)}{\cos(\alpha)} \right] \quad (2.3)$$

Como se puede deducir de la expresión mencionada, su valor es negativo al principio del día, ya que el sol amanece por el Este, y es positivo en la segunda mitad del día, cuando el sol se encuentra entre el Sur y Oeste. Además, de la Ecuación 2.3 se deducir la simetría de esta variable con respecto a la dirección Sur, cuya importancia se verá en apartados posteriores.

### 2.2.4 Altura Solar ( $\alpha$ )

La altura solar se define como el ángulo tomado entre la horizontal y la línea que une al observador con el Sol. Como se muestra en la Figura 2.3, esta variable alcanza su máximo diario a la mitad del día solar. Para determinar su valor se utiliza la Ecuación 2.4.

$$\alpha = \text{asen}[\text{sen}(\phi) \cdot \text{sen}(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)] \quad (2.4)$$

En esta ecuación trigonométrica la variable  $\phi$  representa la latitud del punto de interés.

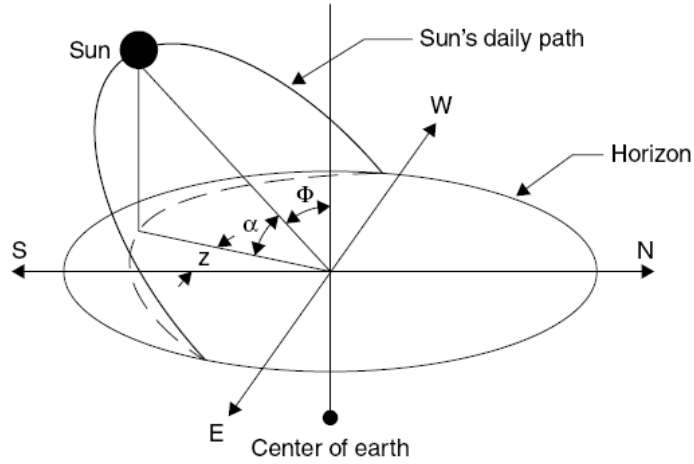


Fig. 2.3: Movimiento aparente del Sol. [17]

### 2.2.5 Ángulo de salida y puesta del Sol ( $\omega_{sh}$ )

Debido a la simetría del problema evidenciado en el ángulo de azimut se puede garantizar que el ángulo de salida y puesta del Sol van a ser simétricos con respecto a la dirección Sur. Como es evidente, se definen como el ángulo con respecto a la dirección Sur en el cual el Sol aparece y se pone. Su ecuación (Ecuación 2.5) se obtiene con la ayuda de las distintas propiedades trigonométricas a partir de la Ecuación 2.4 si se supone en dicha expresión una altura solar nula.

$$\omega_{sh} = \text{acos}[-\tan(\delta) \cdot \tan(\delta)] \quad (2.5)$$

De esta ecuación se obtiene el ángulo horario, por lo que para hallar la hora solar se ha de aplicar la Ecuación 2.2 expuesta anteriormente. A su vez, conociendo la hora de salida y puesta del Sol se calcula la duración del día, valor fundamental para la producción de energía a partir de la energía solar.

*Fuentes consultadas:* [2] y [17]

### 2.3 Plantas de energía solar termoeléctrica:

Las centrales de energía solar termoeléctricas, también llamadas de energía solar térmica, termosolar o solar de alta temperatura, son aquellas capaces de producir energía térmica gracias a la irradiación solar, para más tarde producir electricidad a través a un ciclo termodinámico común. Existen principalmente cuatro tipos de tecnologías utilizadas a nivel mundial y que se dividen en dos categorías. Por un lado, están las de concentración lineal (Colectores lineales de Fresnel y Colectores Cilíndrico-Parabólico), que concentran la energía sobre largas líneas de tuberías por las que se transporta el fluido caloportador. Por otro lado, las tecnologías con concentración puntual son las de Heliostatos y Receptor

central y la de Discos parabólicos o Disco-Stirling. Estas tecnologías difieren en cierta medida entre sí, pero todas ellas presentan varias ventajas frente a las formas de producción de energía eléctrica más común.

Al igual que el resto de las energías renovables las plantas de energía térmica solar tienen la ventaja de no contaminar. Se estima que, de media, cada metro cuadrado de superficie de captación de esta tecnología previene la emisión de entre 200 y 300 kg de CO<sub>2</sub> por año. Por otro lado, aparte de ser buenas para el medio ambiente, las centrales de energía termosolar son bastante rentables económicamente, lo cual no sucede con la explotación de otras fuentes renovables. Esto se debe a varios factores: un bajo coste de producción, una larga longevidad de las plantas (superior a 30 años), poca disminución del rendimiento de la central en el tiempo y la rápida recuperación de la inversión inicial. También tiene el gran beneficio de no depender de combustibles fósiles y por lo tanto aumentar el grado de autoabastecimiento del país, lo cual, como se ha visto anteriormente, es un problema grave que posee España. Finalmente, una de sus mayores ventajas es su capacidad de predicción de la producción y estabilidad de esta. A diferencia de otras renovables, como la eólica, la energía solar cuenta con un valor bastante constante por días e incluso estaciones. En función del emplazamiento es fácil predecir la producción anual o de un día de invierno soleado, por ejemplo. Su almacenamiento, el cual será explicado en detalle más adelante, y la posibilidad de hibridación permiten conseguir una producción constante y cubrir la demanda energética aun cuando el Sol se ha puesto.

Sin embargo, para poder obtener rendimientos y costes aceptables se ha de cumplir ciertos requerimientos en el emplazamiento seleccionado. Esto se debe en parte a que, al contrario de la fotovoltaica, las centrales solares termoeléctricas son capaces de aprovechar únicamente la radiación procedente directamente del Sol o irradiación normal directa. De esta forma, se considera que se necesita un emplazamiento donde se logre alrededor de unos 2000 kWh por metro cuadrado al año, alcanzándose valores de hasta 2800 en los mejores lugares. También se necesitan climas con poca humedad atmosférica y poco polvo o materia particulada suspendida, ya que estas disminuirán la energía captada. A su vez, para asegurar niveles de radiación aceptables a lo largo de todo el año se recomienda una latitud menor o igual a 40°. Lo que supone que esta tecnología es aplicable en zonas como Centro y Sudamérica, la mayor parte del continente africano o los países mediterráneos de Europa. En estos emplazamientos se puede llegar a generar entre 100 y 130 GWh, correspondiendo con la producción de una central de combustibles fósiles de 50 MW.

La primera planta de producción de energía eléctrica de este tipo se construyó en 1985 en Estados Unidos. Sin embargo, no fue hasta el 2007 cuando se comenzaron a implantar verdaderamente estas tecnologías, con la construcción de Andasol 1 en Aldeire (Granada). Hoy en día hay 4845 MW de potencia instalada de energía solar termoeléctrica con 80 centrales repartidas en países como Italia, Marruecos o África del Sur. Además, se están construyendo actualmente numerosas centrales más con una potencia total de 1625 MW, principalmente en China. También hay una gran cantidad de proyectos en desarrollo en India o Australia, por ejemplo, con una potencia estimada de 2245 MW. A nivel nacional, España tiene 50 centrales solares de alta temperatura con una potencia

instalada total de 2300 MW, lo cual supone un 47,5% de la mundial. El país ha sido un pionero en las cuatro tecnologías existentes hasta alcanzar una posición privilegiada en 2013 con 50 plantas localizadas en el territorio español de las 67 existentes en aquel entonces en el mundo. Así, el sector representa 1400 M€ del PIB nacional, suponiendo una producción anual de 5071 GWh y una fuente de trabajo para 5216 personas de forma directa. A pesar de todo, el sector se encuentra en una situación preocupante últimamente ya que no ha habido ningún nuevo proyecto desde 2013 y tampoco hay perspectivas de nuevas centrales en los próximos años. Esto es una pésima noticia para las metas fijadas a futuro por los distintos tratados internacionales, el sector de las renovables en el país, pero también para las empresas españolas y sus empleados que dependen de su futuro.

A continuación, se explicarán en profundidad las distintas tecnologías implantadas en centrales de energía solar termoeléctrica, exponiendo sus características, condiciones de trabajo y ventajas e inconvenientes. También se realizará una breve recopilación del estado de cada tecnología y de las plantas de producción de energía, activas y programadas, en las que se emplean cada una.

*Fuentes consultadas: [16] y [18]*

### **2.3.1 Colectores Cilíndrico-Parabólicos**

Como se aprecia en la Figura 2.4 el sistema de captación de una central con Colectores Cilíndrico-Parabólicos se compone de varias varias filas de colectores con forma amorfa (cilíndrico-parabólica) cuya función es reflejar la radiación incidente sobre un tubo absorbedor colocado en su foco. Una vez calentado, el fluido caloportador es transportado hasta la siguiente etapa a través de las tuberías de campo. Existen distintas configuraciones y fluidos que se pueden utilizar, llegando incluso a tener posibilidad de almacenamiento.

El colector está compuesto por el reflector y su estructura metálica que lo acompaña. La estructura es la encargada de fijar y dar soporte al reflector, siendo capaz de resistir las distintas cargas. Se recurre a dos tipos de estructura: LS-3 y Eurotrough. La primera de estas es menos compleja y requiere menos material, por lo que su coste es menor. Sin embargo, la estructura LS-3 supone una menor resistencia a torsión y un rendimiento óptico menor con respecto a la Eurotrough. En cualquier caso, el desnivel del terreno no debe superar un 3%, lo cual es una restricción bastante importante. A su vez, el reflector tiene forma cilíndrico-parabólica que le permite reflejar la radiación incidente de forma perpendicular a su foco geométrico, en el cual se encuentra el tubo absorbedor. Este se podría fabricar de materiales que cumplan la doble función de reflector y estructura, como el aluminio pulido, pero su deterioro a la intemperie supone un grave problema. Debido a esto, en la mayoría de los casos suele utilizarse vidrio como material de soporte, con una capa reflexiva en su interior.

En cuanto al tubo absorbedor, este se compone de varias partes, siendo su función transmitir toda la energía al fluido caloportador y evitar pérdidas en el transporte. El fluido es transportado por el interior del receptor, un tubo absorbente de acero con

recubrimiento selectivo. Se aplican varios tratamientos al receptor para evitar pérdidas por radiación (reduciendo su emisividad) y aumentar su capacidad de absorber energía (absortividad). Así, se pretende que el receptor actúe como una superficie catalítica, transformando toda la radiación incidente en calor. Este tubo interior está protegido por una cubierta de vidrio, realizándose el vacío entre ambas capas. Gracias al vacío generado se consigue disminuir las pérdidas por: conducción, convección y radiación. Las pérdidas por conducción se evitan como consecuencia del vacío generado entre ambas capas, mientras que las de convección se disminuyen al proteger el receptor, cuya superficie está caliente, del exterior. Finalmente, las pérdidas por radiación se previenen debido al efecto invernadero, que se genera a raíz de la baja transmitancia de la cubierta en la longitud de onda del infrarrojo. El tubo absorbedor posee otras partes como el dilatador, para soportar la expansión de los materiales, o el Geter, encargado del mantenimiento e indicación del vacío.

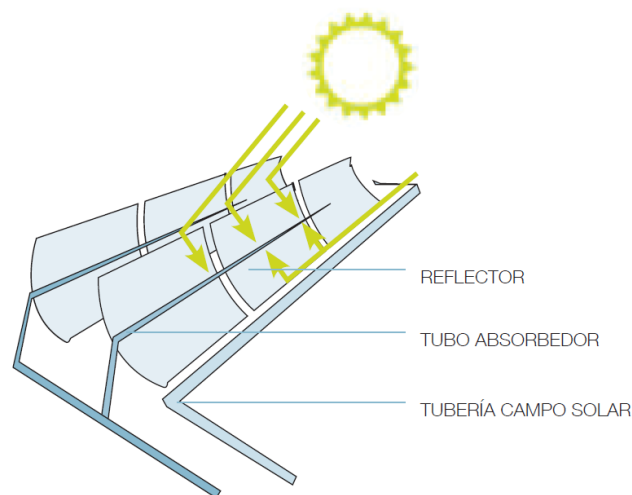


Fig. 2.4: Colectores Cilíndrico-Parabólicos. [19]

Debido a que el reflector únicamente puede orientar a su foco la radiación incidente de forma normal, esta tecnología sólo se es capaz de aprovechar la radiación directa del Sol, al igual que en el resto de las aplicadas a las plantas de energía solar termoeléctrica. Para colocar el colector perpendicularmente al Sol y asegurarse de que se está captando correctamente toda la energía se ha de acoplar un sistema de seguimiento, que en este caso es a un eje o cenital. Esto se debe a que los Colectores Cilíndrico-Parabólicos se posicionan con su largo en paralelo al eje Norte-Sur, lo que supone que el sistema de seguimiento ha de orientar los colectores en función del ángulo de azimut en cada momento del día. Así, cobra especial importancia saber dónde se encuentra nuestra estrella en el cielo en todo momento, con el modelo del sistema solar descrito anteriormente. En este caso, también es posible orientar los captadores empleando células fotovoltaicas, ya que estas producirán la máxima corriente cuando estén orientadas hacia el Sol. Siendo en ambos casos necesario usar motores para poder de orientar la estructura, ya sea toda una línea a la vez o cada reflector por separado.

En cuanto al fluido caloportador utilizado en esta tecnología existen tres opciones: agua desmineralizada, sales fundidas y aceites sintéticos. El agua alcanza temperaturas inferiores a 150°C, lo cual se debe a que se ha de impedir el cambio de fase del fluido dentro de las tuberías. Si ocurre un cambio de fase dentro del tubo absorbedor la temperatura de este podría aumentar demasiado y causar su deterioro. Debido a las altas presiones que se necesitan para evitar la evaporación del agua (100 bar para 317°C), este fluido solo se utiliza en la generación directa de vapor. Las sales fundidas suponen un rango muy específico de trabajo causado por su cristalización a unos 270°C y descomposición a partir de cierta temperatura, que da lugar a sustancias altamente corrosivas. Debido a la dificultad para controlar la temperatura con Colectores Cilíndrico-Parabólicos, únicamente se emplean sales fundidas para el almacenamiento de la energía. Por lo tanto, el fluido caloportador normalmente utilizado son los aceites sintéticos, cuya temperatura de funcionamiento suele ser en torno a los 400°C.

Existen dos métodos distintos de configurar una central con Colectores Cilíndrico-Parabólicos: generación indirecta o directa de vapor. En la generación indirecta se calienta el fluido caloportador, normalmente los aceites o siliconas sintéticos comentados anteriormente y siempre en estado líquido, en los colectores. El fluido caloportador cede posteriormente el calor al ciclo de generación de potencia en el generador de vapor (intercambiador de calor). Este método presenta la ventaja de ser fácilmente operable y hacer posible el uso de presiones distintas en cada circuito. Sin embargo, su mayor virtud es permitir el almacenamiento de la energía gracias, normalmente, a sales fundidas. Así, la generación indirecta de vapor es normalmente utilizada cuando el emplazamiento alcanza altos niveles de irradiación, logrando temperaturas elevadas. En el caso contrario se suele recurrir a la generación indirecta de vapor, que tiene una mayor eficiencia al necesitar menor número de componentes (intercambiador de calor). De esta forma, el fluido caloportador empleado en este segundo método es agua desmineralizada que, una vez calentada en los colectores, recorre el ciclo termodinámico. Como ya se ha comentado, la dificultad para controlar la temperatura del fluido en los colectores y la baja presión de ebullición del agua suponen un problema. Para ello se suele recurrir a la inyección o recirculación del fluido en los colectores, que supone una mayor complejidad en el funcionamiento y un coste superior.

Por lo antedicho, esta tecnología presenta muchas ventajas que la convierten en la más utilizada a nivel mundial con un amplio margen. De entre estas destaca su temprano desarrollo y tecnología contrastada, que junto con su baja demanda de materiales supone un coste reducido. También son importantes su modularidad, capacidad de almacenamiento y la posibilidad de hibridación con combustibles fósiles. Sin embargo, posee algunos problemas, como los fuertes gradientes de temperatura que se pueden llegar a generar en el tubo absorbedor por culpa de la incidencia de la radiación en sólo una parte de su superficie. Además, debido a su índice de concentración moderado (70-100) con respecto a la tecnología de Heliostatos con Recibidor central y Disco parabólico, su temperatura máxima alcanzada es de unos 500°C, siendo lo más común llegar hasta los 400°C. Estas temperaturas no muy elevadas se traducen en una eficiencia total a nivel

comercial que ronda el 14%, lo cual la coloca únicamente por delante de los Colectores lineales Fresnel.

Si se compara con el resto de las tecnologías existentes para centrales de producción con energía termosolar, la de Colectores Cilíndrico-Parabólicos es la más utilizada. Así, en 2016 a nivel mundial existían 73 centrales con una potencia total instalada de 4,115 GW y una producción de electricidad anual estimada en 10 MWh. Además, en los próximos años se planea aumentar la potencia instalada en unos 719 MW adicionales, suponiendo el mayor aumento previsto de todas las tecnologías. La primera central de este tipo en nuestro país fue la Andasol 1 en 2008, primera central de energía solar térmica instalada fuera de los Estados Unidos, con 50 MW de potencia. Tras esta se continuó con el crecimiento de los Colectores Cilíndrico-Parabólicos en España, suponiendo que hoy en día de las 50 centrales de energía solar térmica en operación 45 empleen esta tecnología, con una potencia total instalada de 2218,6 MW. En consecuencia, España es la nación con mayor potencia instalada de esta tecnología al representa el 53,9% de la mundial. Sin embargo, al igual que ocurre con el resto de centrales de energía solar térmica, no existen proyectos programados a futuro en el territorio español.

### **2.3.2 Colectores lineales Fresnel**

Los Colectores lineales Fresnel y los Colectores Cilíndrico-Parabólicos son las dos tecnologías con concentración lineal. Al igual que en el caso anterior, el fluido caloportador se hace circular por dentro del tubo absorbedor para su posterior uso en el ciclo de generación de potencia. Como se aprecia en la Figura 2.5, en ambos casos se recurre a reflectores para direccionar la radiación incidente al tubo absorbedor, pero existen diferencias notables. Los Colectores lineales Fresnel, como su nombre indica, utilizan reflectores planos, los cuales son bastante más económicos que los reflectores curvos vistos anteriormente. Debido a esta nueva geometría de los reflectores principales o primarios se ha de introducir un nuevo elemento, el concentrador o reflector secundario, que se encuentra fijo. Esta modificación afecta notablemente al grado de concentración, dando lugar a un descenso en las temperaturas y los rendimientos alcanzados.

La geometría plana de los colectores lineales Fresnel consigue abaratar enormemente la inversión inicial con respecto a los reflectores curvos de la tecnología Cilíndrico-Parabólica. En ambos casos los reflectores están fabricados del mismo material: vidrio como material de soporte con una capa reflexiva en su interior. La estructura de soporte de los reflectores lineales ha de soportar unas cargas menores como consecuencia a su diferente geometría y a su instalación mucho más próximos al suelo, que reduce notablemente las cargas de viento. Al tener que soportar cargas pequeñas se puede emplear menos material en su soporte, dando también lugar a costes más reducidos. Gracias a su posición y su geometría los colectores planos también son más fáciles de mantener y limpiar. Finalmente, los requerimientos del terreno son menores, lo cual ayuda al mayor aprovechamiento de este.

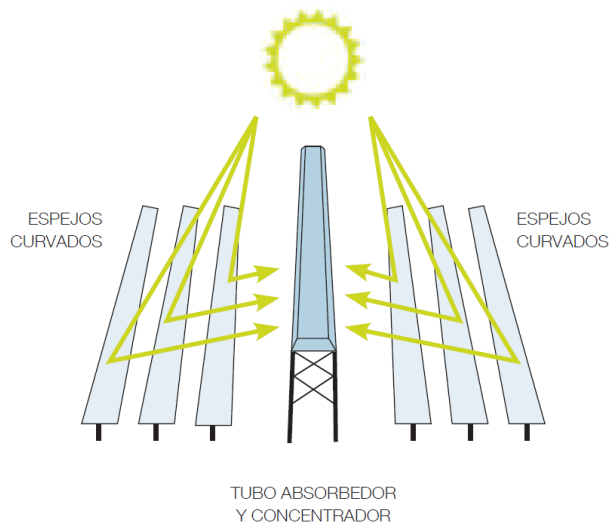


Fig. 2.5: Colectores lineales Fresnel. [19]

En cuanto al conjunto formado por el tubo absorbedor y el reflector secundario, este se encuentra suspendido por encima de los primarios en una posición fija. Su función es redireccionar la radiación reflejada en los primarios sobre el tubo absorbedor para transmitir la energía al fluido caloportador, a la vez que evitar pérdidas al ambiente. Para ello, el tubo absorbente es nuevamente de acero con un recubrimiento selectivo diseñado para que este se asemeje a una superficie catalítica, con una emisividad pequeña y una absorptividad alta. A su vez, este tubo absorbedor se sitúa en la parte superior del reflector secundario, teniendo el nuevo reflector una curvatura tal que la radiación que incide por su parte inferior acabe sobre el tubo. Además, las paredes del reflector secundario son cubiertas con aislante para prevenir pérdidas al exterior por conducción y convección. De forma parecida a la tecnología anterior, se utiliza una cubierta de vidrio en su cara inferior que, juntamente con el reflector secundario y su aislante en el resto de sus lados, forman una cavidad dentro de la cual se encuentra el receptor. De forma idéntica al caso anterior, se genera el vacío dentro de esta cavidad y se realizan tratamientos a los materiales empleados con la finalidad de proteger al tubo absorbedor, evitando pérdidas al ambiente, y aumentando el calor absorbido.

Al igual que en los Colectores Cilíndrico-Parabólicos, los Colectores lineales de Fresnel se disponen con su largo paralelo al eje Norte-Sur, lo que supone que el sistema de seguimiento de los espejos es nuevamente a un eje o cenital, donde se sigue el ángulo de altura solar. En este caso se ha de orientar los reflectores primarios de tal forma que la radiación directa incidente se refleje sobre el reflector secundario. Si se pone como ejemplo las primeras horas del día, cuando el sol se sitúa hacia el Este y con una altura solar pequeña, los reflectores primarios más hacia el Oeste han de estar muy inclinados para reflejar la radiación correctamente. Sin embargo, aquellos situados por debajo del reflector secundario van a tener una inclinación media y los que se encuentran más hacia el Este se van a situar casi horizontales. La alta inclinación de los reflectores primarios opuestos al Sol al final y al principio del día suponen grandes pérdidas por sombreados entre ellos mismos. En estos periodos el rendimiento de los colectores puede llegar a



reducirse entre un 25% y un 30%. En consecuencia, los Colectores lineales Fresnel son un 15% menos eficiente ópticamente que los Colectores Cilíndrico-Parabólicos. El sistema de seguimiento, al igual que el caso anterior, se puede realizar con placas fotosensibles o algoritmos matemáticos. Sin embargo, la orientación independiente de cada reflector principal en todo momento supone una dificultad añadida.

Nuevamente, el fluido caloportador circula por dentro del tubo absorbedor para captar la energía y esta ser utilizada en la generación de potencia eléctrica. Debido a su menor índice de concentración que los Colectores Cilíndrico-Parabólicos, el uso de la generación indirecta de vapor no es viable con los Colectores lineales Fresnel, al suponer rendimientos del proceso demasiado pequeños. Así, se suele recurrir a dos configuraciones: la generación directa de vapor y los ciclos orgánicos. En la generación directa de vapor se recurre a agua desmineralizada como fluido caloportador, la cual también se utilizará en el ciclo de potencia, alcanzando temperaturas de hasta 400°C. En este caso, se puede instalar un sistema de almacenamiento con sales fundidas pero su autonomía es mucho menor al obtenido con el resto de las tecnologías. Por otro lado, la posibilidad de un ciclo orgánico, empleando un fluido seco en vez de agua (fluido húmedo), aún está en desarrollo. Este tipo de fluido de trabajo permite lograr rendimientos aceptables aún a bajas presiones gracias a la forma de la campana en el diagrama T-s, que impide obtener un título demasiado alto tras la expansión.

De esta manera, los Colectores lineales Fresnel tienen como principal ventaja su bajo precio, en comparación con el resto de las tecnologías utilizadas en plantas de energía solar térmica. Este se debe a su menor necesidad de materiales, fabricación sencilla y menor coste de mantenimiento. Esta tecnología permite la hibridación con combustibles fósiles o biomasa para la producción estable de energía. Sin embargo, su sencillez supone un índice de concentración reducido en la captación de energía, en torno a 50 soles, que, a su vez da lugar a menores temperaturas (normalmente 350°C) y, por ende, rendimientos de aproximadamente un 11%.

A nivel mundial esta tecnología cuenta únicamente con 8 plantas de generación de electricidad con una potencia instalada total de 179 MW y una producción anual de 350 GWh. Por lo tanto, se sitúa detrás de los Colectores Cilíndrico-Parabólicos y los Heliostatos y Recibidor central a nivel de potencia instalada, pero también en cuanto a proyectos programados, con un aumento de 180 MW en la potencia instalada esperado a futuro. En España existe una central de este tipo, Puerto Errado II en Calasparra (Murcia) construida en el año 2012, con una potencia instalada de 30 MW y almacenamiento para media hora. Así, a pesar de su bajo coste, su rendimiento menor al resto de tecnologías supone que su trascendencia sea reducida.

### **2.3.3 Discos parabólicos o Disco-Stirling**

Al igual que las centrales con Heliostatos y Receptor central, los Discos parabólicos o Disco-Stirling se basan en la concentración puntual de la radiación incidente. Como se observa en la Figura 2.6, esta tecnología se compone principalmente de dos partes: el

reflector en forma de disco parabólico y el conjunto formado por el receptor y el motor (motor Stirling).

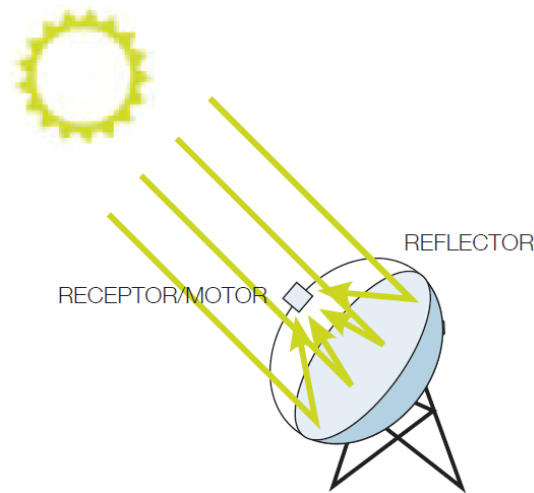


Fig. 2.6: Discos Parabólicos. [19]

El concentrador parabólico utilizado por esta tecnología refleja y concentra la radiación directa incidente de forma normal a un punto, en el que se sitúa el receptor. Este concentrador paraboloide permite alcanzar los índices de concentración más altos, dando lugar a temperaturas y eficiencias excelentes. Sin embargo, su doble curvatura y la precisión que esta ha de poseer, hacen que su coste por unidad sea el más elevado de todas las tecnologías. De esta forma, existen también concentradores de membrana, compuestos de pequeños discos unidos entre sí para formar una superficie reflectante mayor con el mismo principio de funcionamiento. Los concentradores de membrana suponen la reducción del coste, pero también del índice de concentración y por lo tanto la eficiencia final.

Al igual que ocurre con la tecnología de Heliostatos y Recibidor central, la concentración puntual necesitada para los Discos parabólicos conlleva ciertas dificultades añadidas. Así, se necesita un sistema de seguimiento solar a dos ejes (cenital y acimutal) para asegurarse de la correcta orientación del captador. Nuevamente, es posible emplear algoritmos matemáticos, esta vez teniendo en cuenta la altura solar y el ángulo de azimuth, o placas fotosensibles para determinar la posición relativa del sol en cada momento. Además, se ha de recurrir a un motor con dos ejes en cada uno de los dispositivos al ser cada módulo totalmente independiente del resto.

En cuanto al recibidor, existen dos modelos disponibles: de tubos iluminados y de reflujo. El recibidor de tubos iluminados, como su nombre indica, se compone de multitud de tubos pequeños por los que el fluido de trabajo (Helio o Hidrogeno) circula mientras incide sobre estos la radiación. El problema de este diseño es el perfil irregular de la radiación sobre los tubos, ya que el punto de concentración puede desplazarse ligeramente, dando lugar a rendimientos variables. En consecuencia, el modelo

recomendado es el receptor de reflujo, compuesto por una cavidad dentro de la cual se almacena Sodio, metal líquido, con un extremo expuesto a la radiación y el otro en contacto con el foco caliente del motor Stirling. Al incidir la radiación sobre la pared del receptor en contacto con el metal líquido este se evapora. Al alcanzar el lado opuesto del receptor el sodio en estado gaseoso condensa, cediendo el calor al foco caliente del motor Stirling. De esta forma se consigue absorber las variaciones bruscas de radiación (inercia térmica de los componentes), consiguiéndose un funcionamiento estable.

El motor Stirling se define como un motor de combustión externa que opera entre un foco caliente (receptor) y un foco frío (atmósfera). Su funcionamiento se compone de un calentamiento a volumen constante (expansión isocora), una expansión isoterma, un enfriamiento a volumen constante (compresión isocora) y una compresión isoterma. Este ciclo, en el que se utilizan normalmente Helio o Hidrógeno, genera electricidad mediante un sistema con dos pistones unidos a un cigüeñal y este a su vez a un generador eléctrico. Así, el motor Stirling aprovecha la expansión para realizar parte de la compresión que ocurre en el pistón opuesto. El fluido de trabajo circula entre ambas cámaras atravesando un regenerador que ayuda a evitar pérdidas.

La tecnología de Discos Parabólicos es la que obtiene valores de rendimientos más altos, gracias a sus altas temperaturas (en torno a 750°C). Esta alta eficiencia también se debe a su transporte de la energía en forma de electricidad, frente a la radiación o la energía térmica en el resto de los casos. Existen distintos modelos de concentradores parabólicos, como el Eurodish, proyecto hispano-alemán, o los Distal I y II. El primero de ellos posee un diámetro de unos 8,5 metros con una potencia máxima de 10 kWe. El Eurodish alcanza valores de rendimiento superiores al 20% gracias a un índice de concentración de 1600. Los Discos-Stirling ofrecen también una alta modularidad al trabajar cada módulo de forma independiente a los demás. Sin embargo, esta tecnología se encuentra aún en fase de desarrollo donde su alto coste ha supuesto un gran problema para su implantación, siendo su implantación reducida tanto a nivel mundial como nacional. Un ejemplo es la central de Tooele en Utah (Estados Unidos) con una potencia instalada de 1,5 MW y construida en 2013. En España destaca la Plataforma Solar de Almería con 40 unidades y 1 MWe destinados a la investigación.

#### **2.3.4 Heliostatos y Receptor central**

La tecnología de Heliostatos y Receptor central, al igual que los Discos parabólicos, se basan en la concentración puntual de la irradiación solar. Se capta esta radiación gracias a un campo solar, compuesto por un gran número de reflectores planos o heliostatos orientados de tal forma que reflejen la radiación sobre el receptor central o captador. Este receptor se encuentra en lo alto de una torre para posibilitar la incidencia de la radiación desde todos los heliostatos. La energía captada es transferida a un fluido caloportador en el receptor y posteriormente utilizada en un ciclo termodinámico con la finalidad de generar electricidad. Este principio de funcionamiento se puede ver esbozado en la Figura 2.7 a continuación.

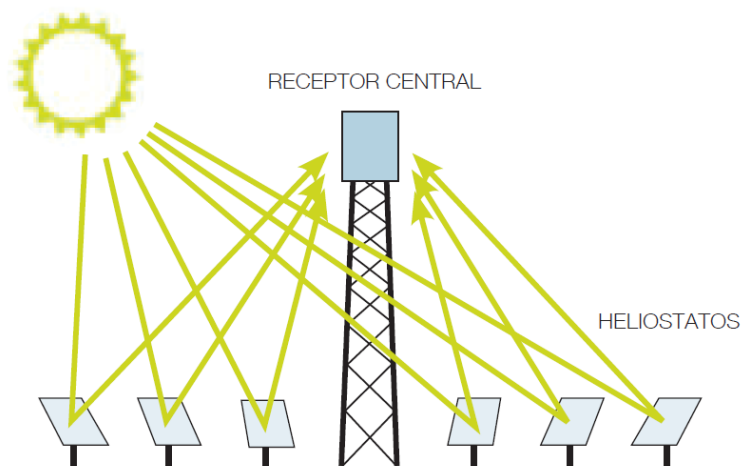


Fig. 2.7: Heliostatos y Receptor central. [19]

Gracias a su concentración puntual, la tecnología de Heliostatos y Receptor central alcanza unos índices de concentración de entre 600 y 1000 soles, colocándose únicamente por detrás de los Discos Parabólicos. Así, las centrales que emplean esta tecnología alcanzan temperaturas bien superiores a 800°C, llegando a exceder los 1000°C en algunas ocasiones. Sin embargo, las temperaturas logradas en muchas centrales existentes rondan los 565°C, con eficiencias en la captación de un 35% en períodos pico y un 25% anual. Además, esta tecnología presenta la mayor capacidad de almacenaje de todas, habiendo plantas capaces de producir electricidad durante más de medio día sin la presencia del Sol gracias a tanques de sales fundidas. Esta gran capacidad de almacenamiento y su alta disposición para la hibridación con combustibles, supone un gran beneficio en cuanto a la continuidad y estabilidad en la producción. Por otro lado, las centrales de este tipo se adaptan mejor a todo tipo de emplazamiento que los Colectores Cilíndrico-Parabólicos o lineales Fresnel al no necesitar de un terreno tan llano y su mayor adecuamiento para el uso de refrigeración por aire, eliminando la necesidad de encontrarse en proximidad a grandes masas de agua.

Su mayor desventaja son las relativamente altas inversiones iniciales necesarias, en torno a 285 M€ para una central de 50MW y 6 horas de almacenamiento, estando la mayor parte de esta destinada al sistema de captación de la energía solar. Sin embargo, si se compara con el resto de las tecnologías disponibles para la generación de electricidad mediante energía solar térmica, el capital inicial necesario es aceptable. Una vez superada esta inversión inicial, las centrales con Heliostatos y Receptor central poseen un coste por energía producida aceptable, estimado en 0,15€/kWh para una planta situada en la península ibérica que emplee la tecnología de Receptor central con almacenamiento de 6 horas. Por otro lado, al encontrarse todas estas tecnologías de concentración solar en una fase relativamente temprana de su desarrollo, los avances tecnológicos realizados continuamente suponen que tanto la inversión inicial como el coste unitario de todas las tecnologías disminuido notablemente.

Sus grandes beneficios han supuesto que, a pesar de su desarrollo más tardío que otras, sea una de las tecnologías termosolares más importantes, con 10 centrales a nivel mundial

que suponen una potencia instalada de 497MW y producción eléctrica de 1300 GWh. Aparte de ser la segunda con mayor potencia instalada, también ocupa ese puesto en cuanto a proyectos a futuro se refiere con 410 MW bajo construcción. Existen numerosos proyectores en fase de desarrollo que podrían elevar rápidamente la producción con esta tecnología como, por ejemplo, la central Copiapó en Chile con 260 MW de potencia y 14 horas de almacenamiento.

España, ha estado siempre en cabeza en cuanto al desarrollo de energía solar. De esta forma, en 2007 se construyó la central PS-10 en la Plataforma Solar de Almería (Sanlúcar la Mayor) con 10 MW de potencia instalada y una hora de almacenamiento. A esta central de Heliostatos y Receptor central con vapor saturado como fluido caloportador se le unió más tarde la PS-20, en el mismo emplazamiento y con una tecnología idéntica, pero con 20 MW de potencia. Ambas plantas fueron las primeras en implantar la tecnología de Heliostatos y Receptor central en todo el mundo, utilizadas para el desarrollo de la tecnología que se encontraba en una fase temprana. Finalmente, en 2010 se terminó la construcción de la central Gemasolar, perteneciente al grupo Torresol y ubicada en Fuentes de Andalucía (Sevilla). Esta central de 20 MW fue la primera en el mundo en hacer uso de sales fundidas como fluido caloportador alcanzando de este modo una capacidad de almacenamiento de 15 horas.

Debido a sus numerosas ventajas frente al resto de renovables y su recurso abundante, la energía solar termoeléctrica posee un gran futuro por delante. Esto lo refleja claramente el número de proyectos bajo construcción y en fase de desarrollo en muchos países del mundo con un importante recurso solar. España ha sido de las primeras naciones en apostar por esta tecnología, pero, al igual que ocurre con el resto de las energías renovables, su crecimiento se ha visto paralizado últimamente. Tanto por su situación preocupante a nivel de emisiones como de autoabastecimiento vistos en apartados anteriores, es importante que se continúe apostando por la energía solar termoeléctrica en España. Debido a los grandes beneficios que tienen las centrales que con Heliostatos y un Receptor central, como los altos rendimientos conseguidos o la extensa capacidad de almacenamiento, se ha decidido emplear esta tecnología en el proyecto. Por lo tanto, en el capítulo siguiente se entrará más en detalle sobre los distintos componentes y el funcionamiento de una planta de producción de potencia de este tipo, siendo su finalidad asentar las bases para el posterior diseño del proyecto.

*Fuentes consultadas: [20] a [25]*

### CAPÍTULO 3: DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA EMPLEADA

Como se ha expuesto brevemente en la Sección 2.3.4, las plantas solares térmicas de alta temperatura que emplean heliostatos y un receptor central presentan varias ventajas con respecto al resto de tecnologías de concentración solar. Principalmente, su gran índice de concentración conlleva a la posibilidad de alcanzar altas temperaturas, las cuales se traducen en buenos rendimientos globales de la instalación. Además, las altas temperaturas suponen la ventaja de permitir un amplio almacenamiento de la energía captada para dar lugar a una producción estable de electricidad. Las centrales con esta tecnología se adaptan mejor al emplazamiento, posibilitando su construcción sobre lugares con mayores inclinaciones y adaptándose mejor al uso de la refrigeración por aire. Finalmente, a pesar de su fuerte inversión inicial debida principalmente al alto precio de los sistemas de captación, el coste de funcionamiento de estas centrales es muy bueno a largo plazo.

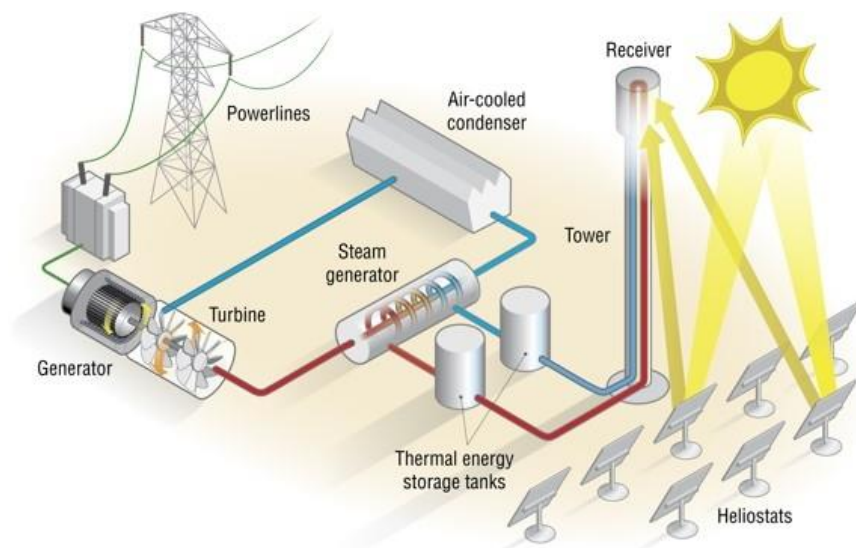


Fig. 3.1: Esquema central con receptor central y sistema de almacenamiento. [15]

En la Figura 3.1 se puede ver un esquema donde aparecen la mayoría de los componentes de una planta de energía solar térmica con dicha tecnología. Se utilizan un gran número de heliostatos o reflectores, campo solar, con la finalidad de captar una mucha irradiación. Estos son orientados de tal forma que la irradiación directa incidente es reflejada sobre el receptor central, ubicado en lo alto de una torre para permitir ser alcanzado por la energía captada en todos los heliostatos. En el receptor central la energía que incide en forma de radiación es transferida a un fluido para ser transformada en energía térmica. A su vez, esta puede ser almacenada o aprovechada directamente para la generación de potencia. Se consigue pasar de la energía térmica almacenada en el fluido a la energía mecánica gracias a un ciclo termodinámico con múltiples componentes. Esta energía mecánica se

transforma en energía eléctrica, la cual es adecuada y finalmente distribuida hasta su punto de consumo.

De esta forma, se puede decir que existen cuatro sistemas principales en una central solar térmica con heliostatos y receptor central. El primero de ellos es el Sistema de captación, encargado de obtener la energía proveniente del Sol en forma de radiación. El segundo elemento es el Sistema de almacenamiento, que permite la flexibilidad de la producción y el desacoplamiento de esta del Sistema de Captación. A seguir, el Ciclo termodinámico, tercer elemento de la planta, es el encargado de transformar la energía térmica del fluido en energía mecánica. Finalmente, el último elemento, Sistema de conversión y distribución a la red, consigue, a partir de la energía mecánica, obtener electricidad para su posterior consumo.

### **3.1 Sistema de captación:**

El sistema de captación, como su nombre indica, es el encargado de obtener la energía proveniente del Sol en forma de radiación. Para ello cuenta con distintos componentes: el campo de heliostatos, el sistema de seguimiento solar, la torre y el receptor central, y finalmente, el fluido caloportador. El sistema de captación permite a la tecnología de receptor central alcanzar sus altos índices de concentración, que se traduce a su vez en altas temperaturas y eficiencias. Este sistema, cuando acoplado a un ciclo de producción de potencia, permite alcanzar eficiencias solares de 35% en períodos de radiación óptima y un 25% de eficiencia anual promedio. Además, sus características conllevan un gran impacto en los sistemas posteriores, como, por ejemplo, la estrecha relación existente entre el receptor y el tipo de ciclo termodinámico a utilizar. Finalmente, se estima que el sistema de captación de este tipo de centrales supone un 36% de la inversión inicial, siendo así el mayor coste inicial de toda la planta. Se trata por lo tanto de un sistema altamente importante que se ha de optimizar para obtener resultados adecuados.

*Fuentes consultadas: [16] y [23]*

#### **3.1.1 Torre y receptor central**

La torre de una planta de este tipo tiene la función de elevar el receptor central para posibilitar la incidencia de la radiación proveniente de todos los heliostatos. Como veremos en el apartado del campo solar (Sección 3.1.4), la altura de esta torre ayuda a evitar pérdidas en el rendimiento óptico de este. De esta forma, la altura de esta torre puede variar mucho en función de la potencia de la central. Las torres de las centrales actuales poseen alturas de entre 50 y 150 metros, midiendo la de Gemasolar (20 MW) en Andalucía unos 140 metros. Últimamente, con la mayor potencia de los proyectos en construcción las torres de estas plantas tienden a ser más altas, midiendo la de Atacama-1 (110 MW) en Chile unos 243 metros. El material de construcción de estas estructuras era en un principio de metal. Sin embargo, con la cada vez mayor altura de las torres, se considera que a partir de los 120m es conveniente recurrir a estructura de hormigón reforzado, que supone un mayor coste.

El receptor central es un elemento crítico de las plantas de producción de potencia con esta tecnología, siendo este el encargado de captar toda la radiación reflejada en el campo solar. Además, su elección suele ser bastante compleja, dependiendo de factores como la potencia total del ciclo o las condiciones atmosféricas. Como se verá más adelante, el tipo de receptor central utilizado también tiene un gran impacto en el tipo de campo solar a aplicar. El diseño de este elemento es altamente complejo e importante, ya que se ha de asegurar la captación de toda la energía reflejada pero también se han de intentar minimizar las pérdidas. Con el fin de optimizar al máximo el rendimiento del sistema de captación existen principalmente cuatro tipos de receptores centrales: exterior, de cavidad, volumétrico y de lecho en fluido o partículas.

- Receptor exterior:

Este primer tipo de receptor central es sin ninguna duda el más antiguo, pero también el más utilizado. Se trata simplemente de una superficie externa sobre la cual incide la radiación proveniente de todo el campo solar. La configuración más común es la que se aprecia en la Figura 3.2, donde el receptor tiene una forma cilíndrica y se compone de numerosos tubos, aunque también los hay con placas. El fluido caloportador más usado en este tipo de receptores son las sales líquidas, llegando a alcanzarse temperaturas de 600°C, aunque también se puede usar agua. La eficiencia de estos receptores depende mucho de distintas variables, como el fluido empleado, pero suele rondar valores de un 80% en condiciones pico.

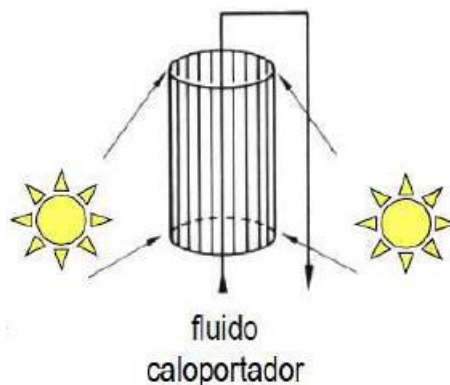


Fig. 3.2: Esquema receptor central exterior. [2]

Los receptores con este tipo de geometría suelen tener una relación altura a diámetro de 1:1 o 2:1, donde, a modo de ejemplo, un receptor de 380 MW de calor pico con agua tiene dimensiones de 15 metros de alto y 13 metros de diámetro. Los tubos son normalmente de acero inoxidable con un recubrimiento selectivo que les permite absorber la mayoría de la radiación visible y ultravioleta, superando valores de absorptividad espectral del 90%, así como de poseer una baja emisividad en el espectro infrarrojo. Cuanto menor diámetro y espesor posean los tubos más aumentará el área de transferencia y, por ende, calor



transferido. Sin embargo, se ha de tener en cuenta factores como la pérdida de carga o las tensiones generadas en el material, que limitan el tamaño de los tubos.

La principal ventaja de estos receptores es su geometría radial que permite la incidencia de la radiación desde cualquier orientación por igual, suponiendo una gran ventaja en el diseño del campo solar al no limitar la disposición de los heliostatos. A su vez, esto produce que sean normalmente utilizados en las plantas con mayor potencia instalada. Este tipo de receptor permite usar distintos fluidos de trabajo obteniendo temperaturas aceptables en todos los casos. Su mayor inconveniente son sus altas pérdidas al exterior si se lo compara con otros modelos, a pesar de tener unos rendimientos superiores al 70%.

El receptor exterior es el único de los cuatro tipos de receptor central empleados que es capaz de absorber la energía proveniente de cualquier dirección gracias a su geometría normalmente cilíndrica. Los receptores de cavidad, los volumétricos y los de lecho en fluido poseen una apertura que únicamente les permite absorber la radiación proveniente de direcciones acotadas (Figuras 3.3, 3.4 y 3.5). Para evitar este impedimento se podría colocar varios receptores con distinta orientación y así poder cubrir los 360°. Sin embargo, a causa del Efecto coseno principalmente (Sección 3.1.4), la eficiencia de todos ellos sería muy reducida, exceptuando aquel que apunte al Norte. Debido a los altos costes del sistema de captación de la tecnología de heliostatos y receptor central, la baja eficiencia que supone esta opción la convierte en inviable al suponer beneficios serían escasos. Por este motivo, únicamente se contempla utilizar este tipo de receptor central con un campo solar de orientación Norte, reduciendo significativamente la radiación total que se es capaz de captar. Sin embargo, como se verá a continuación, los distintos tipos de receptores intentan hacer frente a esta restricción alcanzando mayores temperaturas y por lo tanto rendimientos del ciclo termodinámico de generación de potencia.

- Receptor de cavidad:

Con la finalidad de evitar las altas pérdidas al ambiente que se dan con el receptor exterior se desarrolló el receptor de cavidad. En este se coloca el absorbedor en el interior de una cavidad que posee una apertura en una de sus caras (Figura 3.3). Este tipo de receptor admite varios tipos de fluidos caloportadores y consigue alcanzar mayores temperaturas como consecuencia de sus menores pérdidas. En consecuencia, para unas sales fundidas similares a las del receptor externo cuya temperatura era cercana a los 600°C, llegando a alcanzar fácilmente los 900°C. Al igual que en los receptores exteriores, se pueden usar placas o tubos en el absorbedor para ceder el calor al fluido, que suele realizar varios pasos por el intercambiador. Este tipo de receptores puede alcanzar eficiencias del 90%, siendo, a modo de ejemplo, la eficiencia de una central con vapor a 550°C y 180 bar del 80% en el punto de diseño.

En los receptores de cavidad se intenta mantener las dimensiones de la apertura lo más pequeñas posibles, con el fin de evitar al máximo las pérdidas hacia el exterior. Sin embargo, esto puede suponer problemas de desbordamiento o “spillage” (Sección 3.1.4), con pérdidas que pueden encontrarse entre un 1% y un 4% si no se diseña correctamente

dicha apertura. Para evitar este fenómeno negativo se ha de aumentar el tamaño del receptor, dando lugar a un coste mayor al de los receptores exteriores. El ancho de la apertura de un receptor de cavidad para una potencia térmica de 380 MW es de aproximadamente 16 metros.

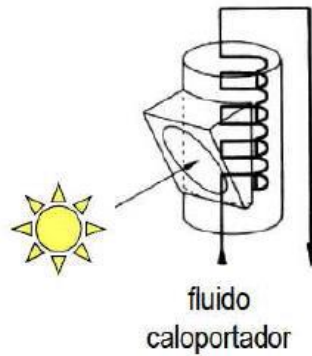


Fig. 3.3: Esquema receptor central de cavidad. [2]

- Receptor volumétrico:

Los receptores volumétricos, desarrollados algo más tarde, emplean normalmente una estructura porosa que es irradiada por la energía captada por el campo solar. Como se refleja en la Figura 3.4, en este tipo de receptor el fluido de trabajo es aire, que se calienta al pasar por la estructura porosa, sirviendo esta tanto de absorbedor como de intercambiador de calor. Su geometría está diseñada para evitar las pérdidas por radiación al exterior, la absorción de la irradiación en las capas más protegidas de la estructura porosa y la correcta circulación del aire por su interior. Dicha estructura puede estar hecha de hilos de metal, alcanzando temperaturas de entre 800°C y 1000°C, o de cerámica porosa, llegando hasta los 1500°C en el caso de estar hecha de SiC. Al ser el fluido caloportador aire existen numerosas pérdidas y el funcionamiento del receptor se ve altamente afectado por variables atmosféricas como el viento o la humedad. En consecuencia, los receptores volumétricos aún alcanzan eficiencias muy pobres, en torno al 60%, pero se están desarrollando nuevos diseños con el fin de mejorar estos resultados. Entre las opciones de futuro se encuentran la recirculación del aire para aprovechar mejor el calor residual o la utilización de dos intercambiadores o absorbedores porosos en serie.



Fig. 3.4: Esquema receptor central volumétrico. [2]

Este tipo de receptores se pueden emplear de dos formas distintas. La primera de ella supone aprovechar el calor absorbido por el aire para generar energía eléctrica en una turbina acoplada a un generador gracias a un ciclo de Rankine abierto. Sin embargo, la opción más aplicada suele ser un sistema cerrado donde se produce la electricidad en una turbina de gas acoplado a un ciclo de Brayton. La implantación de esta tecnología es mucho más reducida que los dos tipos de receptores anteriores debido a que aún se encuentra en fase de desarrollo.

- Receptor de lecho en fluido o partículas:

Los receptores de lecho en fluido o receptores de partículas se han desarrollado en la década de los 80. Este tipo de receptores utiliza partículas sólidas que normalmente están hechas de una cerámica similar a la arena. Como se puede observar en la Figura 3.5, estas partículas se mezclan con el aire en la cavidad donde incide sobre ambos la radiación proveniente del campo solar mientras caen por efecto de la gravedad. Las partículas sirven para aumentar la capacidad de absorción del aire, pero también posibilitan el almacenamiento de dicho calor gracias a un segundo fluido de trabajo (aire, vapor o  $\text{CO}_2$ ). En este tipo de receptor se pueden alcanzar temperaturas superiores a los  $1000^\circ\text{C}$  y altos flujos de calor, evitando las tensiones generadas en los materiales gracias a la absorción del calor por las partículas. Otras ventajas de estas partículas son su bajo coste, resistencia a choques mecánicos y de temperatura o resistencia a la corrosión. Sin embargo, la cavidad y su apertura dan lugar a las mismas pérdidas que en los receptores de cavidad sufridas por el desbordamiento de la irradiación en caso de diseño no óptimo. Al igual que ocurría con los receptores volumétricos, existe una escasa implantación de los receptores de lecho en fluido debido a que estos se encuentran aún poco desarrollados. Para su desarrollo futuro se ha de conseguir mejorar la eficiencia térmica del 50% alcanzado en los prototipos. Para ello se barajan distintas opciones: la recirculación de las partículas, aumentar el tiempo de residencia de estas en la cámara o aumentar su ratio frente al aire.

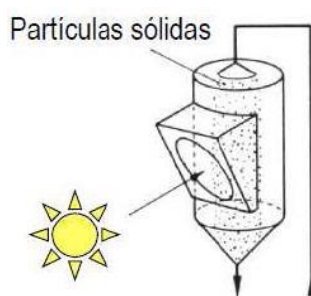


Fig. 3.5: Esquema receptor central de lecho en fluido. [2]

*Fuentes consultadas: [21] y [27] a [30]*

### 3.1.2 Heliostatos

Los heliostatos son, junto con el receptor central y la torre, la principal novedad de esta tecnología frente a las anteriores. Son el elemento más caro del sistema de captación por lo que, al ser este el sistema con mayor inversión inicial de toda la planta, su coste es muy alto. Este alto coste viene dado mayoritariamente por su cara fabricación, debido a sus materiales y a la necesidad de una alta precisión en su geometría. La gran distancia que puede haber entre el receptor central y el último heliostato supone que un pequeño error pueda determinar la diferencia entre dirigir la radiación hacia este o completamente fuera.

Como se expone más adelante en el apartado del campo solar, una central con esta tecnología consta de miles de heliostatos donde cada uno de estos tiene una superficie de entre  $50 \text{ m}^2$  y  $200 \text{ m}^2$ . Con el fin de disminuir costes, los heliostatos se componen normalmente por múltiples espejos de curvatura escasa y de unos  $4 \text{ m}^2$  de superficie. Estos espejos delgados de menor tamaño están unidos entre sí y soportados por una misma estructura. El diseño más común para los reflectores de los heliostatos suele ser el de vidrio/metal. Estos poseen una plancha de acero como material de soporte sobre la que se aplican sucesivas capas para formar una superficie reflectante. Estas capas, en orden de aplicación sobre el acero, son: capa adhesiva, capa protectora de cobre, capa de plata reflectora y capa protectora de vidrio grueso. Otro ejemplo es el modelo que emplea una fina membrana de plástico reflectante estirada sobre un aro. Existen nuevas vías de desarrollo de nuevos materiales para su uso en heliostatos, pero el diseño más comúnmente utilizado es el de vidrio/metal.



Fig. 3.6: Disposición de espejos en heliostatos. [31]

En cuanto a la sujeción los heliostatos, se diseña una estructura metálica con la suficiente rigidez como para soportar el peso de los reflectores y las cargas de vientos que puedan aparecer. Además, esta estructura, expuesta en la Figura 3.6, tiene la importante tarea de unir los espejos entre sí para posibilitar su orientación conjunta. En esta unión se inclinan ligeramente los espejos permitiendo formar a partir de espejos casi planos una superficie reflectora ligeramente cóncava, donde la distancia focal suele ser aproximadamente la distancia entre el receptor central y el heliostato más alejado de este. Esta ligera curvatura

de los heliostatos es beneficiosa ya que ayuda a evitar pérdidas por dispersión tras la reflexión de la radiación solar. En un reflector plano suele haber una dispersión de  $0.5^\circ$ , que puede suponer grandes pérdidas en los heliostatos situados más alejados del receptor central. Sin embargo, esta curvatura de los reflectores supone una mayor concentración de la radiación en el centro del receptor, que puede suponer altas temperaturas o rendimientos variables en el receptor central, obligando a ajustar la distancia focal de cada heliostato convenientemente según su posición en el campo solar.

### **3.1.3 Sistema de seguimiento solar**

La dificultad añadida que conlleva esta tecnología frente a otras es su complejo método de captación de la radiación. En las tecnologías de concentración lineal sólo era necesario orientar los colectores en función del ángulo de azimut (seguimiento a un eje), mientras que para la tecnología de Disco Parabólico es necesario orientar los colectores directamente al Sol, siguiendo por lo tanto su ángulo de azimut y altura solar (seguimiento a dos ejes). Sin embargo, la orientación de los heliostatos en una central de este tipo es más complejo que los casos anteriores. Esto se debe a que ya no solo basta con saber la posición del Sol, sino que también hay que tener en cuenta la posición del heliostato en cuestión y del receptor central. Así, como se refleja en la Figura 3.7 de la siguiente sección, la orientación de los heliostatos ha de ser tal que el vector normal a su superficie se encuentre en la bisectriz entre la dirección incidente de la radiación directa y aquella que une el centro de los heliostatos con el centro del receptor central. Además, debido a la gran distancia que puede haber entre el último heliostato y el receptor central, el error permitido en la orientación de los heliostatos es escaso.

La posición del receptor central y de cada heliostato son constantes pero la posición del Sol en el cielo no lo es. Al igual que ocurría con el resto de las tecnologías de concentración solar existen dos opciones para saber la posición de nuestra estrella en el cielo. La primera de estas técnicas emplea los algoritmos matemáticos presentados en la Sección 2.2. Sin embargo, el método más utilizado se basa en un sistema físico que posee una mayor exactitud y un precio reducido teniendo en cuenta los costes de la planta. Una vez determinada la posición solar un sistema de control centralizado orienta a los distintos heliostatos del campo solar, para lo que cada reflector se encuentra equipado de un motor con un alto grado de precisión y bajo tiempo de respuesta.

En consecuencia, uno de los elementos más importantes del sistema de seguimiento solar es probablemente el sistema de control centralizado. Este sistema tiene como variables de entrada la posición de cada heliostato, la del receptor central, la del Sol en el cielo y también la orientación actual de cada heliostato. Su misión principal es realizar los cálculos necesarios y orientar adecuadamente los heliostatos a través de los motores, pero también ha de ser capaz de detectar errores de comunicación entre el control central y los heliostatos, así como de reaccionar adecuadamente en caso de emergencia. Para ello, se colocan elementos que permiten la comprobación del estado del sistema en todo momento, como pueden ser los encoders instalados en cada heliostato para indicar al control central la orientación de este.

Fuentes consultadas: [2], [27] y [32]

### 3.1.4 Pérdidas del campo solar

Para comprender las distintas configuraciones del campo de heliostatos o campo solar se ha de entender primero las pérdidas que se han de evitar, aparte de los distintos tipos de receptores vistos anteriormente. Los efectos adversos que incurren en pérdidas del sistema de captación son los siguientes:

- El efecto coseno

El efecto coseno supone grandes pérdidas de rendimiento óptico en ciertos heliostatos como consecuencia del recorrido descrito por el Sol en el cielo y la orientación que han de adoptar los heliostatos. El movimiento relativo de nuestro planeta y el Sol supone que este aparezca por la zona Este (dependiendo del día del año el ángulo de azimut varia), recorre su trayectoria por el cielo pasando por el Sur, para finalmente ponerse por el lado geométrico opuesto (zona Oeste). Además, se observa en la parte superior de la Figura 3.7 como la orientación de los heliostatos ha de ser tal que el vector normal a su superficie coincida con la bisectriz del ángulo formado por la dirección de la irradiación directa y aquella que une el centro del heliostato con el centro del receptor central.

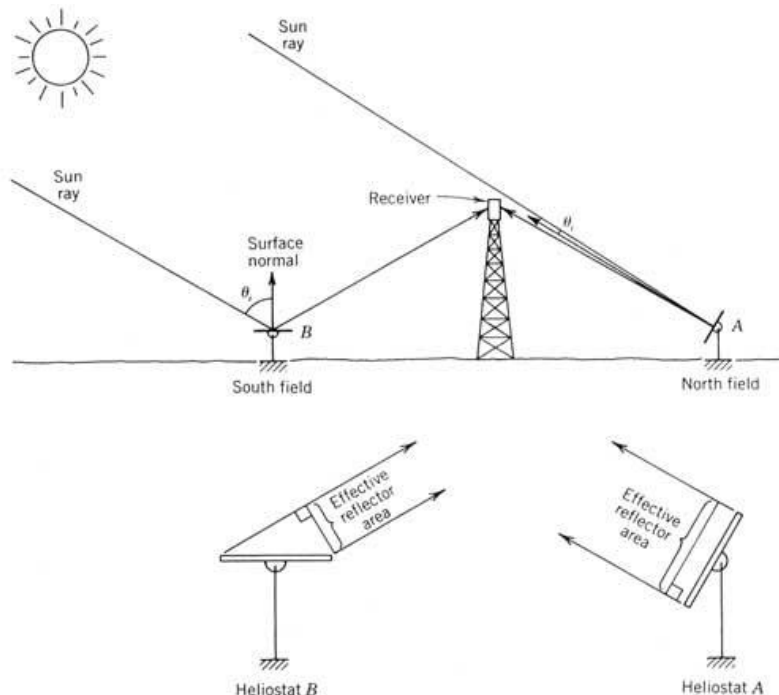


Fig. 3.7: Efecto coseno en heliostatos. [27]

Este fenómeno supone que existan grandes diferencias entre el rendimiento óptico de los heliostatos en función de su ubicación con respecto a la torre. La parte inferior de la Figura 3.7 deja ver claramente como el heliostato A, colocado en el campo norte, va a alcanzar un rendimiento mucho mayor que el heliostato B colocado en el campo Sur. La ubicación Norte de A supone que su área efectiva de captación, y por lo tanto la energía captada, sea significativamente mayor que en el heliostato B. Subsiguientemente, como se explicará más adelante, se tiende a dar preferencia a la posición Norte frente a la Sur. El efecto coseno se puede calcular según la Ecuación 3.1 a continuación:

$$\cos(2\theta_i) = \frac{(z_0 - z_1)\sin(\alpha) - e_1 \cos(\alpha)\sin(\gamma) - n_1 \cos(\alpha)\cos(\gamma)}{[(z_0 - z_1)^2 + e_1^2 + n_1^2]^{1/2}} \quad (3.1)$$

Donde  $\alpha$  es el ángulo de altura solar y  $\gamma$  es el ángulo de azimut (Sección 2.2). Mientras tanto,  $z$ ,  $e$  y  $n$  son las coordenadas ortogonales del receptor central con respecto al heliostato.

Con esta expresión, para una altura de torre  $h$ , se puede obtener el rendimiento óptico de los heliostatos debido al efecto coseno en un momento dado en función de la altura solar (Figura 3.8) y su rendimiento medio anual en un emplazamiento en concreto (Figura 3.9).

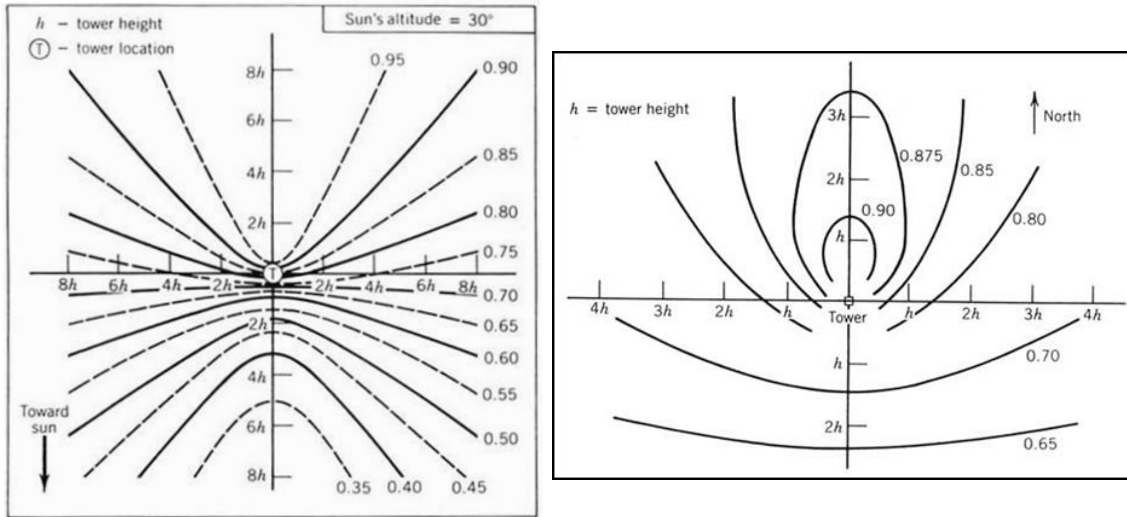


Fig. 3.8: Rendimiento óptico de heliostatos para  $\alpha=30^\circ$  (Izquierda). [27]

Fig. 3.9: Rendimiento óptico anual para  $\phi=35^\circ\text{N}$  (Derecha). [27]

En estas dos figuras se puede comprobar el mayor rendimiento óptico de los heliostatos situados en la parte Norte. También queda claro la simetría del problema debido al recorrido simétrico del Sol en el cielo. En las primeras horas del día solar el Sol se encuentra hacia el Este por lo que los heliostatos situados al Oeste tendrán un mayor rendimiento óptico, mientras que el efecto contrario ocurre al final del día con el Sol al Oeste.

- Bloqueos y sombras:

Los bloqueos y las sombras entre heliostatos, cuya representación se encuentra en la Figura 3.10, suponen pérdidas en la radiación transmitida al receptor central y por ende una disminución en el rendimiento óptico del sistema de captación.

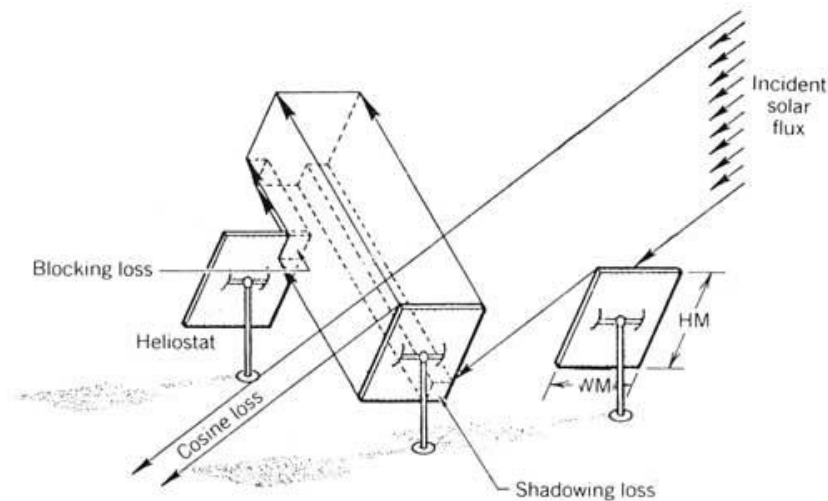


Fig. 3.10: Bloqueos y sombras entre heliostatos. [27]

Las pérdidas por sombras se dan cuando un heliostato cercano impide que parte de la radiación alcance a otro. Mientras tanto, las pérdidas por bloqueos se dan cuando un heliostato cercano impide a parte de la radiación reflejada por otro alcanzar al receptor central. Ambos efectos se suelen dar a principios o finales de día (altura solar pequeña) debido a la orientación casi vertical de los reflectores situados más al Norte. Este efecto tiene una gran importancia en la distribución del campo solar, donde se intentará evitar mediante variables como la altura de la torre o el espaciamiento entre heliostatos.

- Atenuación atmosférica:

La atenuación atmosférica ocurre como resultado de la dispersión y absorción del medio de transmisión de la radiación (aire) entre los heliostatos y el receptor central. Este efecto supone que, a distancias muy elevadas entre el heliostato y la torre, la eficiencia se vea deteriorada. Este fenómeno, junto con el efecto coseno, acota el campo solar al suponer la no rentabilidad de los heliostatos ubicados demasiado lejos. La atenuación atmosférica puede ser un problema importante, por lo que se han de tener en cuenta factores como la humedad o las partículas suspendidas a la hora de elegir el emplazamiento para asegurarse el correcto funcionamiento del sistema de captación. Se estima que las pérdidas normales debido a la atenuación atmosférica en un campo solar son en torno al 5% de la radiación reflejada en los heliostatos.



- Desbordamientos:

Los desbordamientos, “spillage” en inglés, ocurren cuando parte de la radiación reflejada por los heliostatos no incide sobre la superficie absorbente del receptor central. Este fenómeno puede apreciarse normalmente en los receptores centrales de cavidad, donde, si la apertura es demasiado pequeña, las paredes cercanas al agujero se encontrarán iluminadas. La solución más sencilla para disminuir estas pérdidas sería aumentar las dimensiones del receptor central, pero esto daría lugar a mayores pérdidas en el receptor central. Así, el dimensionado del receptor es una tarea complicada donde se ha de tener en cuenta factores como la dimensión de los heliostatos, su apertura focal o el tamaño del campo solar. Además, al no ser superficies reflectantes ideales, los heliostatos dispersan ligeramente la radiación cuando es reflejada en ellos. A pesar de ser una dispersión muy pequeña, del orden de  $0,5^\circ$ , se ha de tener en cuenta este fenómeno para evitar las pérdidas por desbordamiento, sobre todo en los heliostatos más alejados.

- Reflectividad:

La reflectividad, fracción de la radiación incidente reflejada por la superficie, de los heliostatos no es perfecta. En consecuencia, debido a su variación según la longitud de onda de la radiación incidente, este parámetro se estima realizando la media en todo el espectro solar. La reflectividad espectral de los heliostatos depende del material utilizado como superficie reflectiva pero también de variables cambiantes. La limpieza y el mantenimiento de la superficie reflectante o las condiciones atmosféricas, como la humedad o el polvo, son un ejemplo de los factores que afectan a la reflectividad de los heliostatos. En los heliostatos comerciales de hoy en día la reflectividad espectral es muy alta, con valores estimados entre el 92% y el 94%.

- Ensuciamiento:

Como se ha visto, la reflectividad de los heliostatos es un valor crítico a la hora de evitar pérdidas en el sistema de captación. Debido a la deposición de partículas en la superficie reflectante, el funcionamiento de los heliostatos, y por lo tanto la efectividad del sistema de captación, pueden verse muy afectados. Con el fin de evitar este fenómeno se recomienda normalmente la orientación vertical de los heliostatos en el periodo nocturno y horizontal en el caso de prever precipitaciones importantes. Sin embargo, aun acatando estas recomendaciones, se ha de llevar a cabo una limpieza periódica de los heliostatos donde la frecuencia de este proceso dependerá de las condiciones ambientales en la zona. El gran número de heliostatos hace que este proceso requiera una gran cantidad de horas y de agua, lo cual supone un coste considerable tanto por el coste de la mano de obra como por el precio normalmente elevado del agua en los emplazamientos de centrales termo solares. Por estos motivos, se han desarrollado vehículos autónomos o semiautónomos que consiguen acelerar el proceso además de ahorrar en el consumo de agua, siendo un factor importante a tener en cuenta en el funcionamiento de las centrales de heliostatos con receptor central es la limpieza de los heliostatos.

*Fuentes consultadas: [27], [32] y [33]*

### **3.1.5 Campo de heliostatos o campo solar**

El campo de heliostatos o campo solar es el encargado de reflejar la radiación para concentrarla sobre el receptor. Se trata de un componente crítico de la planta ya que su correcta optimización permite a esta tecnología poseer altos índices de concentración, traducidos en altas temperaturas y, por ende, una gran eficiencia. Este se compone de un gran número de heliostatos, cuya inversión inicial es la mayor que se ha de construir una central de esta tecnología. En consecuencia, tanto para el correcto funcionamiento de la planta como para rentabilizar la inversión inicial es crucial la distribución de los heliostatos en este campo solar.

En apartados anteriores se han visto fenómenos, como el Efecto coseno, que conllevan a la pérdida de rendimiento en el sistema de captación. También se han introducido los distintos tipos de receptor central, con sus ventajas e inconvenientes en cada caso. Todas estas variables, sumadas a otras como la demanda de energía que se ha de cubrir, afectan notablemente el diseño del campo de heliostatos o campo solar. De esta forma, existen dos configuraciones para el campo solar: campo norte y campo circular.

- Campo norte

Como su nombre indica, esta configuración del campo solar se caracteriza por la disposición Norte de los heliostatos respecto a la torre. Esta distribución, implantada en las centrales PS-10 y PS-20 (Figura 3.11), adopta una dirección Norte debido al mayor rendimiento de los heliostatos colocados en esta zona como consecuencia del Efecto coseno explicado anteriormente. El campo norte deriva consecuentemente su nombre de la orientación que adopta en el hemisferio Norte, pero es importante aclarar que en el caso del hemisferio Sur la distribución sería opuesta (Sur) como consecuencia de la posición relativa del Sol en estos emplazamientos. La baja altura solar durante el año en emplazamientos alejados del ecuador supone que el Efecto coseno sea aún más importante en el diseño del campo solar. Por lo tanto, en estos lugares con latitudes muy grandes el rendimiento óptico de los heliostatos situados al Norte es notablemente superior que el de aquellos ubicados al Sur, siendo la configuración norte del campo de heliostatos la más adecuada.

Este tipo de campo solar es utilizado con receptores de cavidad, volumétricos o de partículas (Sección 3.1.1), donde la dirección de incidencia de la radiación es restringida por su geometría. En cuanto a su tamaño, el último heliostato del campo solar suele situarse un poco más alejado del receptor que en una configuración circular, entre 5 y 7 veces la altura de la torre para poder contrarrestar la menor capacidad de captación. Así, el campo norte implica un mayor rendimiento en la captación de la energía gracias a mayores rendimientos de los heliostatos y al emplear receptores más eficientes que los exteriores del campo circular. Esta reducción de las pérdidas en el sistema de captación supone la posibilidad de alcanzar altas temperaturas, traducándose a su vez en mayores

rendimientos del ciclo termodinámico de generación de potencia. Sin embargo, al restringirse la orientación de los receptores en función del ángulo de apertura del receptor, el campo norte permite colocar un menor número de heliostatos, dando lugar a plantas de potencia reducida.



Fig. 3.11: Vista aérea centrales PS-10 y PS-20. [34]

- Campo circular:

En la Figura 3.12 se puede ver una foto clara del campo solar en la central de Gemasolar que ha sido completamente una pionera en la tecnología de heliostatos y torre central. Esta configuración se caracteriza por su distribución de heliostatos en todas las direcciones del receptor o en una parte muy amplia. Al contrario que ocurría con la configuración anterior, el campo circular posee un receptor exterior cilíndrico, gracias al cual se permite este amplio aprovechamiento del terreno. Su geometría depende de la latitud en la que se encuentre la planta. De esta manera, si esta se encuentra sobre el ecuador su forma será una circunferencia perfecta. Sin embargo, si la central se encuentra más alejada del ecuador se tenderá más a dar prioridad a los emplazamientos Norte, nuevamente debido al aumento del Efecto coseno.

Se puede observar en la Figura 3.12 como, al situarse la central Gemasolar en torno a una latitud de  $40^\circ$  (considerablemente alta), su campo de heliostatos se encuentra ligeramente deformado hacia las posiciones favorables. Los campos norte suelen tener una longitud desde el receptor de aproximadamente 6 alturas de torre en dirección Norte, hasta 4 en dirección Sur y entre 4 y 5 en las otras dos direcciones cardinales. Como ya se ha explicado, el límite en tamaño del campo solar se debe tanto al efecto coseno y la atenuación atmosférica. Por los motivos expuestos, la configuración circular del campo solar permite la colocación de una mayor cantidad de heliostatos, que se traduce en una mayor energía captada y potencia de la planta. Sin embargo, su menor temperatura y receptor central exterior suponen mayores pérdidas en el sistema de captación y, por lo tanto, un menor rendimiento global de la central.



Fig. 3.12: Vista aérea central Gemasolar. [35]

En cuanto a la distribución de los heliostatos dentro de estas dos configuraciones del campo solar, se han de evitar principalmente las pérdidas por bloqueos y sombras. Estas pérdidas se generan por la interacción de los heliostatos entre sí y se pueden evitar modificando el espaciamiento entre ellos y colocación en el campo solar. En consecuencia, el patrón utilizado en casi en todas las centrales es aquel que emplea elipses logarítmicas. Con esta distribución, desarrollada por la Universidad de Houston, se consigue disminuir las pérdidas por bloqueos y sombras a la vez que alcanzar densidades de empaquetamiento entre 0,2 y 0,25. Como se refleja en la Figura 3.13, este patrón repetitivo y tan peculiar se consigue a través de dos medidas: un espaciamiento radial ( $\Delta R$ ) y un espaciamiento azimutal ( $\Delta A$ ). Estas dos magnitudes varían según la distancia al receptor central, ya que cuanto más alejados se encuentran los heliostatos de este, más aumentan sus pérdidas por bloqueos y sombras. Sin embargo, la variación del espaciamiento acimutal es mucho menor que la del radial, que aumenta mucho con la distancia a la torre para evitar las pérdidas.

En la Figura 3.14 se observa un ejemplo claro de un campo circular con este patrón. En esta, salta inmediatamente a la vista el pasillo hueco que se encuentra desde la torre hacia la parte inferior de la figura (Sur). Este pasillo se debe a la necesidad de poseer un camino para acceder a las instalaciones de la planta, encontradas en las proximidades de la torre. Su ubicación Sur se debe nuevamente al Efecto coseno, que supone un menor rendimiento de los heliostatos que se colocarían en esta ubicación. Además, es importante destacar los tres anillos que se pueden diferenciar claramente en la figura por la variación en el patrón, y que también están presentes en la central Gemasolar. Partiendo desde la torre, se encuentra en primer lugar con una zona donde no se colocan heliostatos al verse ocupado este emplazamiento por la maquinaria del ciclo termodinámico y el poco rendimiento óptico que estos alcanzarían debido a su gran proximidad al receptor. Así, normalmente se deja una zona perimetral de aproximadamente 0,5 a 1 veces la altura de la torre en la que no se coloca ningún reflector.

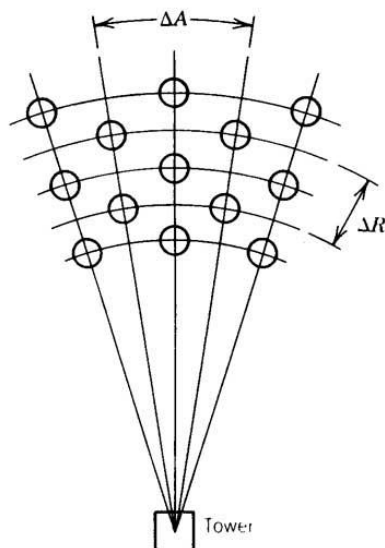


Fig. 3.13: Patrón de distribución de heliostatos en campo solar. (Izquierda). [36]

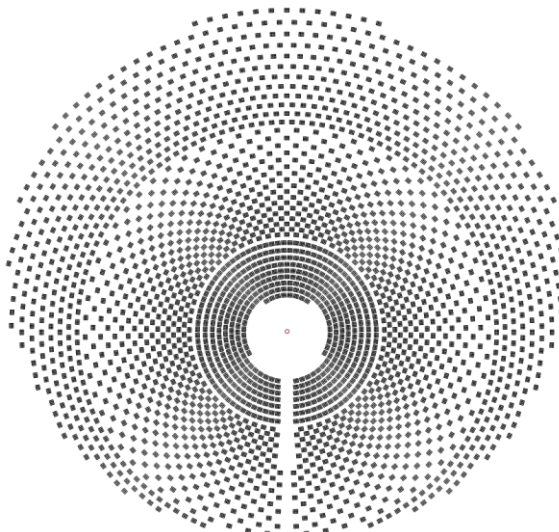


Fig. 3.14: Modelo de campo circular propuesto. (Derecha). [27]

A continuación, se encuentra un primer anillo, en el que los receptores adoptan continuamente inclinaciones muy parecidas a la horizontal debido a que tienen un ángulo de visión al receptor muy grande. Esto hace que las pérdidas por sombras y bloqueos sean muy bajas, permitiendo compactar mucho los heliostatos y transformando a esta zona en la única que no presenta el patrón de elipse logarítmica. Una vez que los heliostatos se empiezan a colocar a una distancia mayor de la torre su factor de visión disminuye y se empieza a emplear el patrón de elipse logarítmica en los nuevos anillos. Como ya se ha comentado, este patrón supone que cuanto mayor sea la distancia del heliostato a la torre, mayor será su distancia al resto de heliostatos contiguos. Si el campo solar es lo suficientemente grande, como ocurre en los casos propuestos, se ha de empezar un nuevo anillo una vez que la distancia azimutal sea demasiado grande, pudiendo dar lugar a varios anillos dependiendo de la potencia de la central.

*Fuentes consultadas: [21], [27], [32], [37], [38] y [39]*

### 3.1.6 Fluido caloportador

Existen distintos fluidos caloportadores utilizados en las plantas de heliostatos y receptor central. Como en el resto de las tecnologías de concentración solar, a medida que esta se ha ido desarrollando se ha investigado la posibilidad de usar nuevos fluidos. La elección del fluido de trabajo depende de varias variables como pueden ser la potencia nominal de la central, las condiciones de irradiación en el emplazamiento o la necesidad de almacenamiento. Los principales fluidos caloportadores aplicados en las plantas de receptor central son: el agua, las sales fundidas, el sodio líquido y el aire.



- Agua:

El agua o vapor de agua fue el primer fluido utilizado para transportar la energía almacenada en forma de calor, como por ejemplo en las centrales PS-10 y PS-20. Los receptores usados son normalmente de cavidad y configuración tubular, resultando así en menores pérdidas en el sistema de captación, pero también menor potencia nominal de la central. Su método de empleo más extendido es la generación directa de vapor, en el que tras aumentar su temperatura en el receptor central el vapor se dirige directamente en la turbina. En consecuencia, la generación directa de vapor supone una mayor eficiencia al eliminar los intercambiadores de calor, lo que se traduce en unas condiciones máximas de trabajo de 540°C y 10 MPa aproximadamente. El agua utilizada ha de ser tratada previamente para eliminar materia suspendida o ajustar su pH, sin embargo, este fluido caloportador conlleva un coste asociado inferior al resto de opciones. Por último, la capacidad de almacenamiento en centrales con este fluido es bastante reducida debido al bajo punto de ebullición del agua, que conlleva la necesidad de altas presiones de trabajo que limitan el tamaño de los tanques.

- Sales fundidas:

Las sales fundidas son normalmente mezclas binarias de nitrato de sodio y nitrato de potasio con distintas composiciones en peso. El tipo de sal fundida más empleada en las centrales de energía térmica solar es la llamada Solar Salt, compuesta en peso por un 60% de nitrato de sodio y un 40% de nitrato de potasio. Existen sin embargo distintas composiciones de sales fundidas como, por ejemplo, aquellas que contienen nitrato de calcio o litio, y que tienen por lo tanto propiedades ligeramente diferentes. Este tipo de fluido caloportador, fue usado por primera vez en una planta comercial en la central Gemasolar situada en Sevilla y conlleva un coste aceptable pero mayor al del agua. Su principal ventaja es su capacidad de ser utilizado tanto en el receptor central para captar la energía como en el sistema de almacenamiento. Las sales fundidas tienen una gran capacidad de almacenamiento térmico, llegando a exceder las 12 horas, gracias a su gran calor específico volumétrico. Su temperatura de trabajo se encuentra acotada normalmente a los 600-550°C de máxima debido a la descomposición de estas, que da lugar a problemas por corrosión. Además, la cristalización o solidificación de las sales suele ocurrir a temperaturas inferiores a los 220-250°C, que supone la parada forzada de las instalaciones. De esta forma, la temperatura de este fluido ha de estar monitorizada en todo momento, requiriendo incluso aportes de energía en períodos de poca irradiación.

- Sodio líquido:

Al igual que las sales fundidas, el sodio líquido presenta la ventaja de poder ser usado como fluido de trabajo en el receptor central y en el sistema de almacenamiento. Este fluido, desarrollado para el sector nuclear, tiene una gran capacidad de absorción de calor, que da lugar a un sistema de almacenamiento de menor tamaño que el necesario para sales fundidas. De modo parecido a estas, el sodio líquido posee una temperatura de funcionamiento máxima, en torno a 600°C, y una temperatura de solidificación cercana a

los 100°C. En consecuencia, presenta la misma necesidad que las sales fundidas en cuanto a la vigilancia en todo momento de la temperatura, pero con propiedades térmicas mejores. Sin embargo, su utilización es muy reducida debido principalmente a su peligrosidad por su alta reactividad con el agua. La reacción entre estas sustancias es altamente exotérmica y puede generar explosiones al ser un producto de la reacción el hidrógeno, siendo las consecuencias en caso de accidente son severas. Por este motivo, los sistemas que emplean sodio líquido requieren una gran cantidad de medidas de prevención de fugas que, junto con su precio por peso hasta cuatro veces mayor al de las sales fundida, implican un coste netamente superior.

- Aire:

El aire es utilizado junto con receptores de tipo volumétrico o de partículas vistos anteriormente. Gracias a estos tipos de receptores, que disminuyen mucho las pérdidas de calor al ambiente, se consigue alcanzar condiciones cercanas a los 850°C y 12 atmósferas de presión. Este fluido de trabajo es usado en turbinas de gas que se pueden aplicar a ciclo de Brayton o a ciclos combinados y presenta la gran ventaja de suponer un coste casi nulo, a pesar de poder necesitar ser filtrado. Sin embargo, la baja densidad del aire conlleva la necesidad de grandes flujos volumétricos, que se traducen en tuberías de gran tamaño y, por ende, un alto coste. Finalmente, la mayor desventaja que tiene este fluido caloportador es no poseer la posibilidad de disponer de un sistema de almacenamiento. Consecuentemente, existe tan sólo una central que emplee este fluido, la planta llamada Jülich Solar Tower en Alemania con 1,5 MWe y construida en 2009.

*Fuentes consultadas: [27], [37] y [40]*

### **3.2 Sistema de almacenamiento:**

El Sistema de almacenamiento térmico es un factor diferencial que presentan las tecnologías de energía solar termoeléctrica frente a otras renovables. El almacenamiento de la energía captada permite a estas tecnologías generar energía eléctrica en períodos donde no está presente el recurso solar con pérdidas reducidas en el almacenamiento. De esta forma, se consigue predecir y programar la producción, lo que supone un menor estrés en las centrales de producción de energía de apoyo, utilizadas para cubrir la demanda cuando las fuentes de energías renovables no sean suficientes. Además, gracias al sistema de almacenamiento se consigue ajustar la producción de energía a la demanda instantánea de la región, pero también producir de manera estable con el fin de evitar pérdidas en paradas y arranques. Así, se logra también disminuir la producción en cargas parciales que se puede dar como consecuencia, por ejemplo, de las fluctuaciones en la captación de energía ocasionadas por fenómenos atmosféricos. El sistema de almacenamiento implica por lo tanto un coeficiente de utilización de la planta y una eficiencia energética mayor, conseguida al alcanzar mejores rendimientos del ciclo termodinámico gracias a la reducción del funcionamiento en cargas parciales. En consecuencia, a pesar de suponer una inversión inicial superior, el sistema de almacenamiento se traduce en un menor coste de operación de la central. En la tecnología

de heliostatos con receptor central es donde se obtienen mejores rendimientos y capacidades de almacenamiento de la energía térmica, gracias a su alto índice de concentración que da lugar a altas temperaturas.

Los sistemas de almacenamiento en centrales de concentración solar emplean los siguientes mecanismos:

- Almacenamiento de calor sensible:

En el almacenamiento mediante calor sensible se trata de aumentar la temperatura del medio mediante la deposición de calor, o viceversa, sin incurrir en procesos de cambio de estado. Este tipo de almacenamiento térmico depende de tres variables según se puede ver en la Ecuación 3.2:

$$Q = m C_p \Delta T \quad (3.2)$$

La energía almacenada (Q) depende de la cantidad de masa de material (m), el calor específico de dicho material ( $C_p$ ) y el incremento de temperatura con respecto a su estado inicial ( $\Delta T$ ). Donde el calor específico del material se puede definir como la relación entre la variación de la energía térmica y su temperatura por unidad de masa.

El agua tiene un calor específico magnífico, únicamente superado por el helio, posee un coste muy bajo, no es inflamable ni tóxico y tiene una alta disponibilidad. Sin embargo, como ya se ha explicado antes, su bajo punto de ebullición supone que se necesiten altas presiones para evitar su evaporación. Debido a esto se suele recurrir a sales fundidas, que presentan una buena estabilidad hasta altas temperaturas, o a sólidos como el ladrillo refractario o el hormigón.

- Almacenamiento de calor latente:

El almacenamiento en forma de calor latente, de modo contrario al de calor sensible, supone cambios de fase en el material de almacenamiento. Los procesos de cambio de fase se caracterizan por tener lugar a una temperatura constante (isotérmico) y por dar lugar a la liberación o captación de una gran cantidad de energía. Este proceso se rige por la Ecuación 3.3 a continuación:

$$Q = m(C_{p,1} \Delta T_1 + h + C_{p,2} \Delta T_2) \quad (3.3)$$

La energía almacenada (Q) mediante este tipo de procesos depende de la masa del material que se posea (m), la entalpía de cambio de fase (h), el calor específico en su primera fase ( $C_{p,1}$ ), el incremento de temperatura desde su estado inicial a la temperatura de cambio de fase ( $\Delta T_1$ ), el calor específico en su segunda fase ( $C_{p,2}$ ), el incremento de temperatura desde la temperatura de cambio de fase a su estado final ( $\Delta T_2$ ).

Este tipo de almacenamiento térmico supone una dificultad añadida frente al anterior por dos razones. En primer lugar, el cambio de fase líquida a fase gaseosa, o viceversa, implica una gran variación en la densidad del material y por lo tanto en su volumen



ocupado. En segundo lugar, el cambio de fase líquida a sólida también es importante al verse afectado el mecanismo de transferencia de calor. En fase líquida predomina la convección mientras que en fase sólida lo hace la conducción. En consecuencia, se han de tener en cuenta variables como la temperatura del proceso en cuestión, la toxicidad o el precio a la hora de elegir el material utilizado en el almacenamiento de calor latente. La principal ventaja del almacenamiento de calor latente frente al sensible es su menor tamaño, y menor coste como consecuencia directa.

- Almacenamiento termoquímico:

El almacenamiento termoquímico se basa en el efecto calorífico de reacciones reversibles. Estas pueden ser reacciones fisicoquímicas, como la sorción, o químicas, como la oxidación y reducción. Las reacciones en el interior de este tipo de almacenamiento se basan en la liberación de energía contenida en el material mediante la disociación de los productos y la posterior reacción de los reactantes en sentido inverso ( $AB + Q \leftrightarrow A + B$ ). Donde el calor almacenado ( $Q$ ), que se calcula según la Ecuación 3.4 en función de la masa de material ( $m$ ), la fracción de este que ha reaccionado ( $a_r$ ) y la energía liberada en la reacción por unidad de masa ( $\Delta H$ ).

$$Q = m a_r \Delta H \quad (3.4)$$

Este tipo de almacenamiento se encuentra aún en fase de desarrollo por dos motivos. Por un lado, se ha de garantizar la estabilidad cíclica del almacenamiento mediante la reversibilidad completa de las reacciones utilizadas, ya que en caso contrario la capacidad de almacenamiento disminuirá de forma exponencial con el uso. Por otro lado, se ha de encontrar formas de paliar la baja conductividad térmica de los materiales empleados, como por ejemplo amoníaco o carbonato de hierro. Sin embargo, sus principales beneficios teóricos son su ausencia de pérdidas térmicas y su gran densidad de almacenamiento.

Los tipos de almacenamientos térmicos aplicados en centrales de heliostatos con receptor central se clasifican según la fase en la que se encuentre el medio: líquido, sólido, gaseoso y cambio de fase. Los acumuladores de vapor y de cambio de fase suelen trabajar en conjunto en centrales de generación directa de vapor para generar vapor sobrecalentado. Por otro lado, los acumuladores sólidos usan un intercambiador de calor, normalmente fabricado de tubos metálicos, rodeados por el material sólido que suele ser hormigón o cerámica. Sin embargo, estos tipos de acumuladores poseen un papel menor en la industria, ya sea por su temprana fase de desarrollo o por las temperaturas poco elevadas que permiten alcanzar. Por estos motivos, el sistema de almacenamiento usado en casi la totalidad de las centrales actuales y de futuro cercano se basan en acumuladores en fase líquida.

Para mantener el material de almacenamiento en dicha fase en los acumuladores líquidos se necesita asegurar que las temperaturas conseguidas en el proceso sean mayores que el punto de fusión del fluido utilizado, pero menores que el punto de evaporación o descomposición de este. Así, los fluidos usados en este tipo de acumuladores son los

aceites térmicos, metales fundidos tales como el sodio líquido comentado anteriormente, y más comúnmente, sales fundidas. A pesar de haberse empleado inicialmente un sistema de un depósito, con la estratificación del fluido en función de su temperatura, hoy en día la totalidad de las instalaciones cuentan con dos tanques diferenciados para conseguir mejores rendimientos.

La foto aérea tomada de la planta Gemasolar (Figura 3.15) permite observar claramente el sistema de dos depósitos consta de dos tanques donde se almacena el líquido, uno de alta temperatura y otro de baja. El funcionamiento de dicha configuración se comprende fácilmente con la ayuda del esquema expuesto al principio del capítulo en la Figura 3.1. El fluido, que se encuentra inicialmente almacenado en el tanque de menor temperatura, es calentado en el receptor central. Tras absorber la energía captada en el campo solar es enviado al segundo tanque, el caliente. En caso de necesitar la energía para la producción de electricidad, el líquido es extraído del tanque de alta temperatura y llevado al generador de vapor para ceder calor al fluido de trabajo del ciclo termodinámico, finalmente es enviado nuevamente al tanque de baja temperatura.

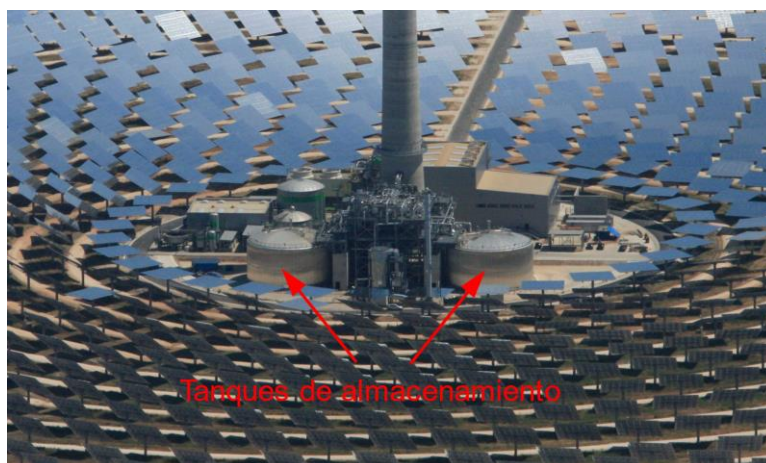


Fig. 3.15: Tanques de almacenamiento central Gemasolar. [35]

En la inmensa mayoría de los casos, para la tecnología de receptor central, se aplica este sistema asociado a sales fundidas con un intercambio directo de calor. Esto supone que tanto el líquido de almacenamiento como el fluido caloportador que circulan por el receptor central sean las sales fundidas. En consecuencia, esta configuración se traduce un menor coste y una mayor eficiencia al no utilizar el intercambiador de calor necesario en el caso de emplear una configuración indirecta. Como ya se ha comentado en el apartado correspondiente, las sales fundidas tienen rango de temperaturas de trabajo fuera del cual se descomponen en caso de sobrepasarse, dando lugar a sustancias altamente corrosivas, o se solidifican si la temperatura es inferior. Para evitar el fenómeno de la descomposición a altas temperaturas basta con controlar la temperatura a través de la correcta operación y el buen diseño del sistema. Sin embargo, para prevenir el descenso drástico de la temperatura en largos períodos de poca radiación se ha de acoplar a estos depósitos un sistema de calentamiento auxiliar. Además, con el fin de evitar el deterioro de las sales fundidas, los tanques de almacenamiento han de poseer una atmósfera inerte.

Esta se consigue mediante la inyección de nitrógeno en la cavidad del depósito a medida que se extrae el líquido, o viceversa, para mantener la presión constante.

Un ejemplo de una configuración de dos depósitos con intercambio directo de calor es el sistema de almacenamiento de la planta Gemasolar en Fuentes de Andalucía (Sevilla), cuya imagen se puede apreciar en la Figura 3.15. Esta central, pionera en el campo de la energía solar, posee una potencia de 19,9 MW y la capacidad de producir energía durante unas 5000 horas al año gracias a sus acumuladores líquidos. Gemasolar presenta una capacidad de almacenamiento de 15 horas que consigue a través la acumulación de la mezcla de sales fundidas Solar Salt en dos depósitos a 290°C y 565°C. Debido a las temperaturas tan distintas de los dos tanques los materiales de construcción en ambos difieren significativamente.

Por lo antedicho, el almacenamiento térmico con sales fundidas y un sistema de dos depósitos posee muchas ventajas, pero también ocasiona alguna dificultad añadida. Las sales fundidas permiten a la central disponer de una amplia capacidad de almacenamiento, llegando a lograr la producción de energía a partir de este durante periodos de 15 horas. En comparación con el resto de las opciones, aparte de su mayor capacidad de almacenamiento, la captación de la irradiación con sales fundidas permite alcanzar mayores temperaturas. Esto se debe en parte a la utilización de un mismo material como fluido caloportador y en el almacenamiento, suponiendo la eliminación del intercambiador de calor entre ambos sistemas y reducido así las pérdidas y el coste. Otra ventaja que tiene este tipo de almacenamiento es el drenaje por gravedad de los conductos cuando el sistema de captación no se encuentra en funcionamiento, suponiendo un ahorro en el bombeo. Además, las sales circulan por un circuito cerrado, evitando por lo tanto pérdidas de calor y riesgos de congelación. La principal desventaja del almacenamiento con sales fundidas es su alto coste por potencia instalada, aunque si se tiene en cuenta la mayor producción anual conseguida este fenómeno no es tan notable. Finalmente, el poseer un sistema de almacenamiento significa una mayor complejidad en el funcionamiento de la planta lo que supone la necesidad de una mayor cantidad de personal, con una formación más amplia y durante más tiempo (mayor tiempo de actividad).

*Fuentes consultadas: [38], [41] y [42]*

### **3.3 Ciclo termodinámico:**

El ciclo termodinámico es el encargado de transformar en energía mecánica la irradiación absorbida en el sistema de captación y retenida en el sistema de captación en forma de energía térmica. Este ciclo termodinámico es una de las grandes ventajas de las plantas de receptor central con heliostatos ya que se trata de una tecnología ampliamente conocida al emplearse en las centrales de generación de potencia más comunes. Así, se trata de un subsistema crítico de la central que se intentará optimizar para obtener una mayor eficiencia a través de la selección adecuada de sus parámetros de trabajo y el diseño en detalle de sus componentes. Existen principalmente tres tipos de ciclos termodinámicos: Rankine, Brayton y combinado.

- Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es el tipo de ciclo termodinámico más utilizado hasta el momento en las centrales con la tecnología de receptor central. Este tipo de ciclo, cuya configuración se puede ver en la Figura 3.16, usa normalmente agua líquida y vapor de agua como fluido de trabajo en una configuración cerrada, por lo que también es llamado comúnmente ciclo de vapor. El primer paso de este ciclo es el aumento de la presión del líquido que se encuentra generalmente subenfriado en este punto. Tras este primer paso por el equipo de bombeo, el líquido es calentado hasta alcanzar la mayor temperatura del ciclo. A continuación, el fluido, que se encuentra en estado de vapor sobrecalentado, es llevado hasta la turbina para convertir la energía que posee en trabajo mecánico a través de una expansión hasta la presión inferior. Finalmente, se extrae el exceso de calor en el condensador para conseguir enfriar el fluido hasta el estado de líquido subenfriado. Como se tratará en apartados posteriores, existen distintas configuraciones más complejas de este ciclo, cuyo fin es lograr mayores eficiencias a través de métodos como el recalentamiento o el intercambio interno de energía.

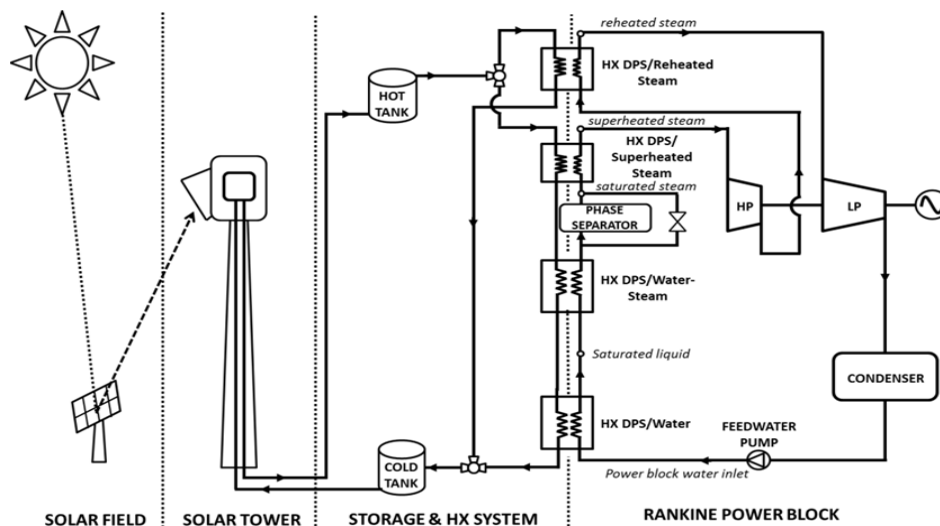


Fig. 3.16: Central de receptor central con ciclo Rankine. [43]

El ciclo Rankine es especialmente aplicado en las centrales de concentración solar debido a las muchas ventajas que presenta. Al poder emplear agua como fluido de trabajo el ciclo Rankine es idóneo para la configuración de generación directa de vapor, muy aplicada en las primeras fases de desarrollo de las tecnologías termosolares. Este tipo de ciclo utiliza una tecnología de gran madurez gracias a su experiencia en centrales de producción de potencia, donde se siguen usando. Además, el ciclo de Rankine, como ciclo simple que es, tiene una relativamente alta sencillez tanto para su diseño como para su funcionamiento. Por otro lado, este tipo de ciclo termodinámico se adapta estupendamente a las temperaturas alcanzadas en la configuración más empleada recientemente en las centrales con heliostatos, plantas de receptor central externo con



A pesar de poder dar lugar a un mejor rendimiento total de la central, su uso en plantas de heliostatos con receptor central es limitado. Como su nombre indica, un ciclo de gas supone tener que usar un gas (normalmente aire) como fluido caloportador en el receptor central. Este impone el uso de receptores de cavidad o de lecho en fluido que, aparte de encontrarse aún en una fase de desarrollo temprana, acotan considerablemente la distribución del campo solar, dando lugar a una menor potencia total de la planta. Además, al manejar un gas como fluido caloportador se reducen significativamente las posibilidades de almacenamiento térmico, al no poder utilizar tecnologías como la de sales fundidas, por ejemplo. Por los motivos explicados, los ciclos de Brayton no se emplean en centrales de energía solar térmica.

- Ciclo combinado

Como se puede observar en la Figura 3.18, un ciclo combinado se compone por un ciclo de alta temperatura (Brayton) y otro de baja temperatura (Rankine), en el que se aprovecha el calor excedente del primero. A pesar de la madurez que presentan los ciclos simples de vapor o de gas, sus eficiencias totales siguen siendo limitadas a valores normalmente inferiores al 50%. Sin embargo, los ciclos combinados, desarrollados de forma posterior, consiguen superar cómodamente estos valores. Una de las configuraciones más recomendadas para este tipo de ciclo en centrales de energía solar térmica es la unión de un ciclo de gas con un ciclo Orgánico de Rankine que aproveche el exceso de calor proveniente del primero, llegando a alcanzarse una eficiencia total cercana al 54%. Sin embargo, tanto su mayor complejidad en comparación con los ciclos simples, como las desventajas que conlleva la obligación de utilizar un gas como fluido caloportador en el receptor central (ciclo Brayton), los ciclos combinados no son extensamente empleados de momento en las centrales de receptor central.

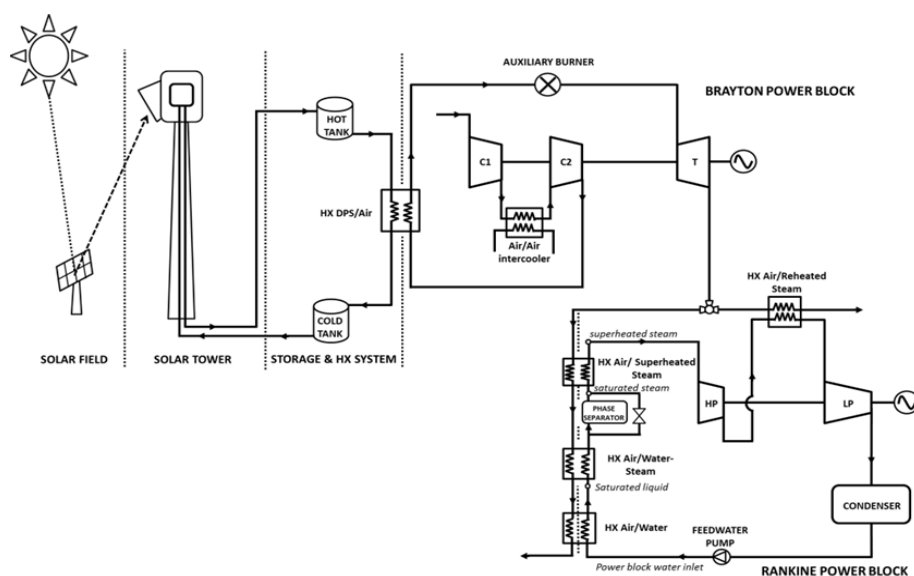


Fig. 3.18: Central de receptor central con ciclo combinado. [43]

Las centrales de energía termosolar con receptor central emplean principalmente ciclos de Rankine. Se trata de una tecnología ampliamente contrastada en la industria energética que permite lograr eficiencias termodinámicas relativamente altas con bastante simplicidad. La mayor ventaja de este ciclo es sin ninguna duda su adecuado funcionamiento en los rangos de temperaturas alcanzados con un receptor exterior y sales fundidas como fluido caloportador y material de almacenamiento. De las plantas previstas a futuro la extensa mayoría aplicarán esta configuración ya que, además de poseer un amplio almacenamiento, consigue instalar potencias nominales elevadas. En consecuencia, en este trabajo se desarrollarán únicamente los ciclos de Rankine, más concretamente el ciclo de vapor, dejando de lado el resto de las opciones.

*Fuentes consultadas: [21], [27], [43] y [44]*

### **3.3.1 Turbina**

Las turbinas empleadas en los ciclos de Rankine con agua como fluido de trabajo se llaman comúnmente turbinas de vapor. Estas se componen de tres partes principales: toberas, rotor y estator. Las toberas son las encargadas de transformar la energía térmica que porta el fluido en energía cinética a través de una expansión. Se intentan disminuir al máximo las pérdidas que pueden surgir debido a fenómenos como el rozamiento del vapor con las paredes o la creación de flujos turbulentos. Una vez atravesada la tobera el vapor a alta velocidad es inyectado a la cámara principal de la turbina en la que se encuentran las distintas fases de estator y rotor. La función del rotor, elemento móvil, es convertir la energía cinética del vapor en energía mecánica gracias al impacto de este en sus alabes. Cada fase de rotor se encuentra precedida por una de estator (parte fija) cuya función es orientar adecuadamente el flujo para que este atraviere correctamente el rotor. En las centrales de generación de potencia las turbinas utilizadas son axiales y de condensación. Estas turbinas de gran tamaño tienen una presión de descarga inferior a la atmosférica y disponen de varias extracciones parciales que se aprovechan en la regeneración. Las turbinas empleadas en la generación de potencia se encuentran divididas normalmente en tres cuerpos diferenciados por la presión del vapor en su interior: alta, media y baja. Además, las presiones y temperaturas máximas alcanzadas vienen limitadas por la resistencia de los materiales, rondando normalmente los 165 bar y 585°C. Por último, las turbinas de vapor permiten unas sobrecargas de entre un 10% y 20% a través de mecanismos que reducen en cierta medida el rendimiento de la maquinaria.

*Fuentes consultadas: [45], [46] y [47]*

### **3.3.2 Sistema de refrigeración**

El sistema de refrigeración es el encargado de condensar el fluido de trabajo en un ciclo de Rankine de vapor con el fin de conseguir extraer el exceso de calor. Esto es imprescindible ya que el grupo de bombeo, al que se dirigirá el líquido del ciclo tras el condensador, es incapaz de trabajar con gases, debido a la menor densidad de estos. Por este motivo, es crucial garantizar que todo el fluido de trabajo se encuentre en estado

líquido a la salida del sistema de refrigeración, por lo que normalmente se enfría el agua hasta temperaturas algo por debajo de las condiciones de saturación a las presiones dadas. El sistema de refrigeración por agua se compone de dos partes (condensador y torre de refrigeración) y un aerocondensador en el caso de la refrigeración por aire.

El condensador es el encargado de realizar el intercambio de calor entre el fluido de trabajo y el refrigerante. Debido a los grandes gastos máscicos que ha de tratar, se ha de descartar normalmente la utilización de un intercambiador de placas para la refrigeración con líquidos. Así, el condensador es un gran intercambiador de calor tubo-carcasa en el caso de la refrigeración por agua, cuyo diseño es específico para cada ciclo. En la mayoría de los casos el fluido de trabajo es condensado a medida que circula por el lado de la carcasa, mientras que el líquido de refrigeración absorbe el calor liberado a su paso por el interior de los tubos. Si la refrigeración es por aire el condensador (aerocondensador) es normalmente un intercambiador de tubos aleteados por el exterior del cual circula el fluido de refrigeración.

La función de la torre de refrigeración es extraer el calor del refrigerante para poder ser enviado nuevamente al condensador. Existen distintos tipos de torres de refrigeración, las cuales se clasifican principalmente en función del fluido que utilicen (agua o aire) o el mecanismo empleado para el movimiento de este (tiro mecánico o natural).

Usar agua como fluido de trabajo en el sistema de refrigeración tiene varias ventajas, pero también algunos inconvenientes. Al usar el mismo fluido por dentro de los tubos, los coeficientes de transferencia de calor son parecidos, lo cual es positivo ya que el intercambio de calor se ve limitado por el de menor orden. Además, en caso de avería las filtraciones no afectan críticamente al ciclo, como si lo haría una filtración de sales fundidas, por ejemplo. En comparación con el aire, el agua presenta un coste claramente superior (prácticamente gratis para el aire), que se compensa con sus mejores propiedades. Estas conllevan la necesidad de menores áreas de intercambio, suponiendo de este modo un ahorro en materiales y en las dimensiones de la planta. En un ciclo termodinámico, la eficiencia mejora cuanto mayor sea la diferencia de temperatura entre su foco frío y su foco caliente. Como se ha explicado, el foco caliente viene limitado por el sistema de captación y almacenamiento, por lo que no se puede modificar. Sin embargo, la temperatura mínima del foco frío en la refrigeración por agua es la temperatura de bulbo húmedo, que suele ser ampliamente menor que la temperatura del aire atmosférico. En consecuencia, a pesar de depender también de las condiciones atmosféricas, el rendimiento total del ciclo se ve muy beneficiado al emplear este tipo de refrigeración.

Por otro lado, el mayor inconveniente que conlleva el agua en comparación con el aire es su menor disponibilidad, sobre todo en el caso de las centrales de energía solar térmica, ubicadas generalmente en climas áridos. El agua también supone mayores riesgos para la salud debido a problemas como la legionelosis, cuya prevención y control se encuentra regulado en el Real Decreto 865/2003, del 4 de Julio. Aparte de las purgas existen pérdidas de agua debido a la evaporación, cuyo valor suele ser entre un 1% y un 3% del caudal que circula por la torre, y el arrastre, que se encuentra limitado al 0,5% por la legislación mencionada. Como consecuencia de los grandes gastos máscicos que se



manejan en las centrales de producción de potencia, el coste de reposición del agua es un factor a tener en cuenta. Por consiguiente, la localización de la central es determinante tanto en la captación de energía como en la disponibilidad de grandes masas de agua que posibiliten la refrigeración por agua.

En cuanto al aire, aparte de los puntos mencionados en su comparación con el agua, este posee menores costes de mantenimiento debido a los problemas de ensuciamiento en el refrigerado por aire. También se ven afectados positivamente los costes de operación, ahorrando hasta un 90% en el consumo del agua. Sin embargo, la refrigeración por aire puede suponer un efecto negativo en los costes de operación para centrales de mayor potencia al requerir de grandes áreas de transferencia, que se traducen en un mayor consumo del sistema de impulsión en el caso del tiro mecánico. Por lo tanto, debido a las ventajas que ofrecen ambas posibilidades, en algunos casos se baraja la opción de una refrigeración híbrida.

De este modo, queda claro que el diseño del sistema de refrigeración para una central de generación de potencia es una tarea complicada. Tanto para la elección del fluido de refrigeración como para el tipo de impulsión, se han de tener en cuenta numerosas variables como pueden ser la potencia de la central (gasto másico del ciclo de Rankine) o las condiciones atmosféricas y geográficas del emplazamiento.

*Fuentes consultadas: [48], [49] y [50]*

### **3.3.3 Sistema de generación de vapor**

El sistema de generación de vapor es el encargado de elevar la temperatura del agua líquida hasta su estado final de vapor sobrecalentado. Tanto en las centrales típicas de generación de potencia como en las de energía solar térmica se emplean tres dispositivos bien diferenciados para obtener el vapor en las condiciones deseadas: precalentado, evaporador y sobrecalentador. El sistema de generación de vapor se divide en varios fragmentos para evitar el estrés térmico generado en los materiales por las altas diferencias de temperaturas, pero también para adecuar cada intercambiador mejor a la densidad cambiante de los fluidos en su recorrido.

En la Figura 3.19 se enseña de forma esquematizada el funcionamiento de una central de receptor central con un sistema de dos depósitos en el que las sales fundidas parten del tanque de alta temperatura hasta el de baja. Entre estos dos puntos el fluido caloportador cede el calor al fluido de trabajo del ciclo, en este caso agua. La disposición y el sentido de paso de las sales fundidas es tal que al ser extraídas del primer depósito estas ceden la energía que contienen al vapor a mayor temperatura en el sobrecalentador. Tras esto son dirigidas al evaporador donde evaporan el agua del ciclo, ambos fluidos encontrándose a una menor temperatura que el sobrecalentador. Finalmente, las sales fundidas, ahora a una temperatura todavía menor, se hacen circular por el precalentador para aprovechar la energía restante antes de ser devueltas al depósito frío.

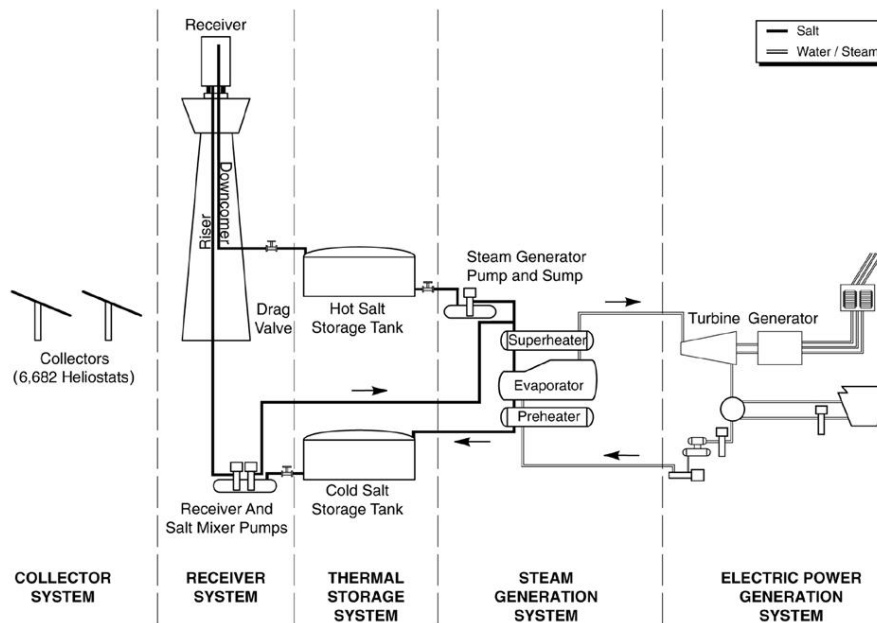


Fig. 3.19: Esquema sistema de generación de vapor. [51]

Gracias a esta disposición en contracorriente se asegura el intercambio adecuado de calor en todo momento entre ambas partes. En el esquema mencionado también se ve como se poseen válvulas de recirculación ya que, a pesar de estar a una temperatura menor que la inicial, el fluido caloportador almacenado en el tanque frío aún puede tener altas temperaturas. De este modo, la recirculación de las sales por los intercambiadores de calor es posible, evitando siempre subyacer la temperatura de solidificación de estas. Otro aspecto que resaltar en el sistema de generación de vapor es la vital importancia de evitar fugas, ya que la mezcla de ambos fluidos suele acarrear graves consecuencia. Al igual que ocurre en condensador, los grandes caudales que han de soportar estos intercambiadores imponen su configuración tubo-carcasa. Además, debido a las altas presiones del agua, el fluido de trabajo del ciclo circula por dentro de los tubos mientras que la mezcla de sales fundidas se encuentra en el lado de la carcasa.

También se ha de destacar la función del calderín, que se encuentra representado en el esquema en la Figura 3.20, más adelante. Este es un gran tanque cuya función, aparte de almacenamiento en ciertos casos, es separar el vapor de agua de aquella en estado líquido a la salida del generador de vapor. A la salida del sistema de generación de vapor se encuentra la turbina, la cual en caso de abastecerse con mezclas bifásicas daría lugar a menores eficiencias y finalmente acabaría estropeándose al impactar el agua aún líquida contra sus alabes. Sin embargo, debido al fenómeno conocido como “dry-out” resulta imposible generar vapores con títulos del 100% en el evaporador. Este fenómeno consiste en la evaporación de la capa de líquido que se encuentra en contacto con la superficie de la pared al aumentar excesivamente el flujo de calor que la atraviesa, dando lugar a un incremento brusco de la temperatura de esta y, por lo tanto, su deterioro. Por este motivo, el calderín separa el fluido que recibe con títulos cercanos al 30%, enviando el líquido nuevamente al evaporador y el vapor al sobrecalentador para su posterior expansión.

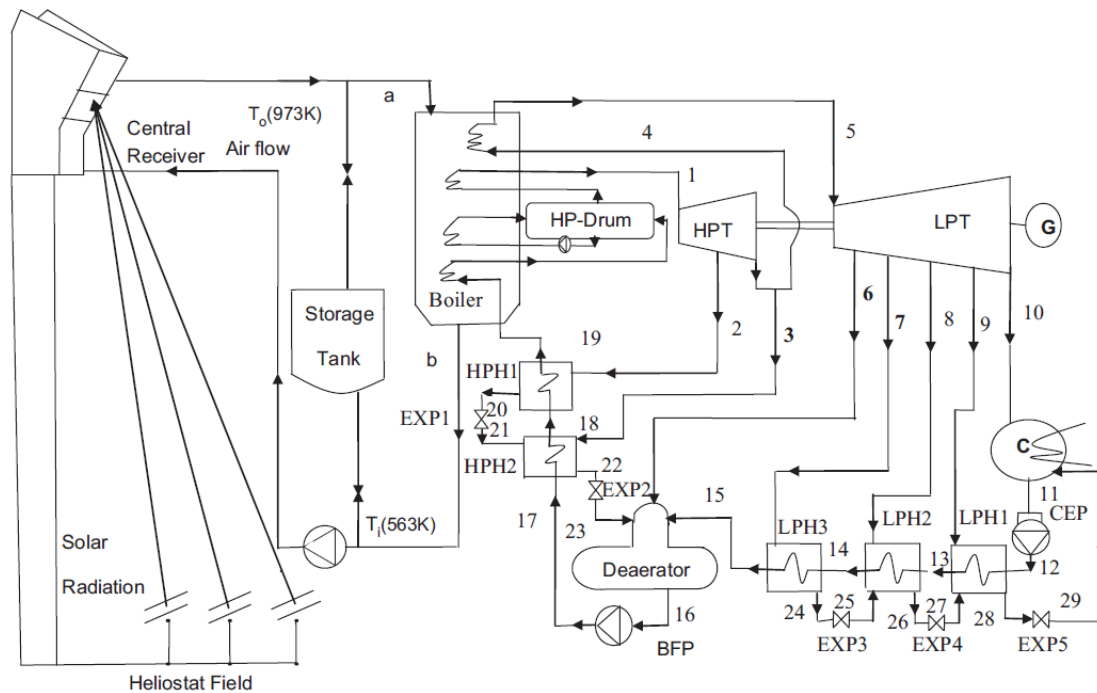


Fig. 3.20: Esquema ciclo completo de una central de 50MWe. [51]

Finalmente, existe un último elemento del sistema de generación de vapor presente en la Figura 3.20 entre los puntos 4 y 5 llamado recalentador, cuya configuración también es de tubo-carcasa. Este dispositivo es empleado para elevar la temperatura del vapor aún con título unitario tras el cuerpo de alta presión de la turbina. Al igual que en las centrales de generación de potencia con combustibles fósiles, en la figura mencionada anteriormente el recalentador se encuentra situado tras el sobrecalentador, alcanzándose así temperaturas algo inferiores que en este. Sin embargo, en las centrales termosolares es común la colocación en paralelo del recalentador y el sobrecalentador, lo que supone alcanzar temperaturas más parecida en ambos intercambiadores. Gracias a este recalentamiento o regeneración, el trabajo mecánico extraído en la turbina es mayor. De este modo, a pesar de dar lugar a un mayor consumo de energía térmica, si la configuración es adecuada, se consigue aumentar el rendimiento del ciclo.

*Fuentes consultadas:* [46], [47] y [48]

### 3.3.4 Regeneración

Al igual que ocurriría con el recalentamiento, el intercambio interno de calor o regeneración es una modificación realizada al ciclo de Rankine simple con el fin de aumentar su eficiencia. En este caso el aumento de la eficiencia del ciclo se consigue a través de la disminución en el calor que se ha de aportar al ciclo, que se logra a través de las distintas extracciones e intercambiadores de calor. Además, la regeneración ayuda a disminuir las posibilidades de averías por altos gradientes térmicos al calentar progresivamente el fluido de trabajo. Existen distintas configuraciones donde varía la

disposición, el tipo y el número de dichos intercambiadores. El diseño del ciclo termodinámico dependerá así de variables tales como la temperatura máxima o potencia nominal (gasto másico) del ciclo de Rankine.

En la Figura 3.20 se puede apreciar un ejemplo de ciclo de Rankine de vapor con regeneración y unas 6 extracciones para una central termosolar de receptor central de 50 MWe. Dentro de los intercambiadores empleados es posible diferenciar entre aquellos que no permiten el mezclado de ambas corrientes (Feedwater Heater Cerrado o closed Feedwater Heater) y aquellos que sí (Desaireador, Desgasificador o Feedwater Heater abierto). En el esquema mencionado aparecen tanto feedwater heaters cerrados (HPH y LPH) como un desaireador (Deaerator en inglés). El primer tipo de estos intercambiadores de calor posee una configuración tubo-carcasa en el que el agua del ciclo circula por el interior de los tubos mientras que el vapor extraído de la turbina condensa por el lado de la carcasa. En cuanto al segundo tipo de intercambiador de calor, se trata de un gran depósito en el que favorece la mezcla de las corrientes para obtener una temperatura homogénea. Al trabajar el condensador a presiones menores que la atmosférica y existir posibilidades de fuga, es común que en este punto del ciclo se disuelva algo de aire en el fluido de trabajo. En consecuencia, además de aumentar el rendimiento del ciclo mediante la disminución del consumo específico de energía térmica del ciclo, como indica su nombre, el desgasificador se utiliza para intentar extraer parte de dicho aire (menor solubilidad a mayor temperatura), que da lugar a peores rendimientos en los intercambiadores de calor posteriores.

En la configuración en cuestión, muy aplicada en las centrales de generación de potencia con ciclos Rankine, las extracciones realizadas a la turbina son destinadas a calentar progresivamente el fluido de trabajo en los feedwater heaters cerrados. Una vez realizado el intercambio de calor, el drenaje es expandido hasta la presión de la siguiente extracción y mezclado con esta para su uso en los intercambiadores de calor aguas abajo. Debido a las grandes diferencias de presiones en todo el ciclo, se coloca a una presión intermedia un desaireador al que convergerán las extracciones de mayor presión, mientras que aquellas de menor presión serán recogidas en el condensador. Como ya se ha explicado, el número de extracciones a realizar es obtenido a través de una optimización minuciosa del ciclo en función de numerosas variables.

*Fuentes consultadas: [46], [47] y [48]*

### **3.3.5 Grupo de bombeo**

El grupo de bombeo principal del ciclo termodinámico es el responsable de aumentar la presión del fluido de trabajo para su posterior calentamiento y expansión. La maquinaria usada en este ciclo es la de mayor tamaño e importancia, por lo que es habitual disponer de dos bombas en paralelo con el fin de prevenir posibles averías. Como se ha visto en la Figura 3.20, los ciclos de Rankine aplicados en plantas de producción de potencia poseen típicamente un desgasificador. Este dispositivo, empleado para mezclar corrientes a distinta temperatura, supone la necesidad de dos grupos de bombeo: uno después del

condensador (bomba de condensado) y otro después del desaireador (bomba de alimentación).

Sin embargo, en los ciclos de Rankine aplicados a centrales de producción de potencia existen un gran número de circuitos cuyo funcionamiento precisa una presurización, aparte del ciclo termodinámico. Para el correcto funcionamiento de una central termosolar, las sales fundidas han de ser circuladas continuamente para evitar su acumulación y consiguiente desintegración o solidificación. Al emplearse normalmente una configuración con dos depósitos se ha disponer de un mínimo de dos grupos de bombeo adicional. Además, el sistema de refrigeración por agua también ha de estar equipado con su propio sistema de bombeo, que puede llegar a alcanzar consumos significativos en función del tamaño de la planta. Otros circuitos con un sistema de bombeo importante son, por ejemplo, el de refrigeración y lubricación en la turbina o el de circulación del agua líquida en el evaporador en los casos necesarios.

Típicamente, los equipos usados en los grupos de bombeo de centrales de generación de potencia son bombas centrífugas. A pesar de todo, el consumo de estos equipos en un ciclo de Rankine es notablemente inferior al trabajo conseguido en las expansiones de la turbina. Para un régimen normal en un ciclo de vapor la acción de los distintos grupos de bombeo sobre el rendimiento total de la central es casi despreciable. Sin embargo, en los ciclos de Brayton o combinados, la potencia consumida por los compresores sí que es significativa, pudiendo suponer entre un 40% y 80% de la energía generada en la turbina.

### 3.4 Hibridación

Las centrales de generación de potencia mediante la concentración de la radiación solar presentan la posibilidad de hibridación, que se basa en emplear una fuente secundaria de energía para aportar calor al ciclo termodinámico de la central. Esta fuente de energía de apoyo suele obtenerse de la oxidación de un combustible, normalmente combustibles fósiles o biomasa.

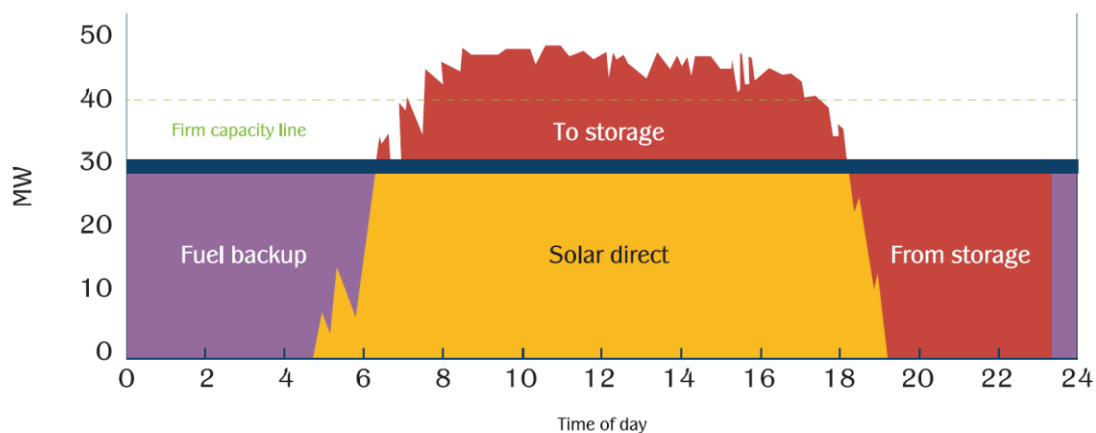


Fig. 3.21: Producción central termosolar con hibridación y almacenamiento. [16]

En la Figura 3.21 se puede observar un ejemplo de la producción de una central termosolar con hibridación y almacenamiento térmico. En esta imagen se ve claramente el principal problema al que han de enfrentarse las tecnologías de concentración solar: la variabilidad del recurso solar. Para intentar superar esta dificultad se dispone de un almacenamiento térmico que, como ya se ha visto, ayuda a alargar el período de funcionamiento de la central y estabilizar su producción. Sin embargo, al depender la energía captada de factores como el día del año o las condiciones atmosféricas, existen jornadas en las que la radiación solar no es suficiente para conseguir una producción ininterrumpida. En el caso de no poseer una fuente auxiliar de energía, esto supondría la parada de la planta durante gran parte del período nocturno. En cambio, una central híbrida es capaz de quemar el combustible para reducir el número de paradas y arranques, consiguiéndose prevenir muchas de las averías ocasionadas por el estrés térmico que sufren los equipos en los regímenes transitorios. Además, se consigue aumentar notablemente la ratio de utilización de la central anualmente, estimado en un 30% para una central sin almacenamiento y un 60% para la misma instalación, pero con hibridación. Otro beneficio de la hibridación es claramente visible entre las 4:30 y 6:00 horas en la figura mencionada anteriormente (Fig. 3.21). En este período no se dispone de energía en el almacenamiento térmico por lo que se emplea la fuente de energía auxiliar para evitar la producción en cargas parciales, que implica un rendimiento pobre del ciclo termodinámico.

Finalmente, la hibridación supone ventajas en cuanto a la respuesta y el coste de la producción en centrales de concentración solar. Al no variar la demanda de energía eléctrica a lo largo del día, la producción de esta ha de adaptarse constantemente a ello. Por lo tanto, el combustible permite en cierto modo ajustar la producción de la central a la demanda del mercado. Por otro lado, a pesar de dar lugar a una mayor inversión inicial, la hibridación se traduce una reducción en los costes de producción de la planta. Esta mejora se debe al bajo coste de los combustibles fósiles o de la biomasa frente a las energías renovables, pero también al aumento del rendimiento termodinámico estos que conllevan.

El gobierno español aporta ciertas ayudas económicas a los proyectos con energías renovables en su afán de contribuir en la lucha contra el cambio climático y el resto de los fenómenos naturales negativos de causa antropogénica. La legislación española incluye ciertas normas que restringen la hibridación de las centrales de energía renovable en función de su combustible secundario. A través de estas limitaciones se intenta favorecer la producción de energía de la forma menos contaminante posible, dando mayor libertad a aquellos combustibles menos dañinos para el medio ambiente. En consecuencia, se estipula que el grado de hibridación máximo, o la proporción de la energía producida en la planta que proviene de la fuente secundaria, es del 15% con gas natural, mientras que con biomasa este valor aumenta hasta el 50%. A pesar de todo, se ha de tener en cuenta que esta hibridación supone unas emisiones contaminantes a la atmosfera y que por lo tanto no será empleada en este proyecto.

*Fuentes consultadas: [16], [32] y [38]*

### **3.5 Sistema de conversión y distribución a la red:**

Tras la turbina, encargada de transformar la energía térmica almacenada en el fluido de trabajo del ciclo termodinámico en energía mecánica de rotación, se encuentra el generador eléctrico. Este equipo está ligado solidariamente al eje de giro de la turbina con el fin de transformar la energía mecánica en energía eléctrica. Para ello se aplica la Ley de Faraday, que describe la creación de una fuerza electromotriz (corriente eléctrica) en unos conductores como consecuencia de la variación de un campo magnético. El generador se compone de dos partes fundamentales: el rotor, parte móvil que genera un campo magnético gracias a la circulación de una corriente directa, y el estator, parte fija con bobinas a las que el rotor induce una corriente eléctrica con su rotación. Existen distintos tipos de generadores eléctricos, siendo los aplicados a centrales de generación de potencia de corriente alterna (alternador) y de tres fases.

Esta generación de electricidad se realiza a baja tensión, en torno a 10 kV, para aumentar su rendimiento. Sin embargo, el transporte de esta energía se realiza a altas tensiones, entre 130 y 400 kV, con el fin de minimizar pérdidas y costes, esto último a través de la reducción en la sección de los conductores. De este modo, las centrales de producción de potencia poseen una subestación eléctrica en la que se encuentra el transformador y su sistema de refrigeración, encargados de realizar esta adecuación. Este circuito ha de tener los sistemas de prevención de accidentes y apartamiento de maniobra convenientes, como pueden ser los seccionadores o la conexión a tierra de los distintos elementos. El transporte de la electricidad se lleva a cabo a través de líneas aéreas para largas distancias y zonas no habitadas, o líneas subterráneas, empleadas en zonas pobladas. Finalmente, tras el transporte, se adecua nuevamente la tensión en otra subestación para su consumo final.

*Fuentes consultadas: [38] y [52]*

## CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LA CENTRAL

En las partes previas de este documento se ha expuesto el panorama actual de consumo de energía y el problema medioambiental que justifican este proyecto. Posteriormente, se ha indagado en el campo de la energía solar, explicando detenidamente las bases teóricas y el funcionamiento detallado de una central de producción de potencia. Ahora bien, en este capítulo se procederá al dimensionado de una planta eléctrica que aproveche el gran recurso solar que posee España, mediante la tecnología de heliostatos y receptor central, con un sistema de almacenamiento por sales fundidas, para obtener una producción estable de electricidad.

En primer lugar, se decidirá el emplazamiento de las instalaciones (Sección 4.1) atendiendo a todos los criterios de selección adecuados para una central de este tipo. A continuación, en la Sección 4.2, se definirá el sistema de captación formado por el campo de heliostatos y el receptor central, delineando posteriormente su funcionamiento para el emplazamiento elegido. En la Sección 4.3, se determinará el nivel de almacenamiento recomendado para la central en función de la potencia seleccionada para la turbina. Luego, en la Sección 4.4, se calculará la potencia óptima de la central mediante una simulación anual de su funcionamiento, intentando maximizar la generación de energía neta en dicho período de tiempo. Una vez conocida la potencia térmica disponible, determinada en función de la potencia de la turbina óptima, se establecerá el gasto másico y funcionamiento del ciclo termodinámico de dicha central (Sección 4.5). Por último, en la Sección 4.6 se analizará el funcionamiento anual de la central diseñada a través de valores significativos como las horas de funcionamiento a plena carga, el rendimiento de las instalaciones o la producción de electricidad conseguida.

### 4.1 Selección del emplazamiento:

Los datos meteorológicos y de irradiación empleados en este proyecto del emplazamiento seleccionado en Fuerteventura han sido obtenidos de la Fuente [54]. Se ha utilizado como dato de partida año meteorológico típico o Typical Meteorological Year (TMY) para el período más reciente disponible (2007-2016). Como se verá más adelante, el programa usado para el diseño del campo solar (SolarPILOT), posee ciertas limitaciones que imposibilita tratar con la totalidad de los datos facilitados por dicha fuente. Debido a esto, para la mayoría de los cálculos subsiguientes se va a aplicar un día típico por mes, siendo las condiciones de dicho día la media de todo el mes en cada hora. Los datos más relevantes para los días típicos por mes se encuentran adjuntos en el ANEXO A (Tablas A.1 y A.2). Al igual que la gran mayoría de datos meteorológicos, estos proporcionan las condiciones medias a lo largo de toda la hora muestreada. En consecuencia, se ha de tener en cuenta que, por ejemplo, si los datos reflejan una irradiación directa normal de  $300 \text{ W/m}^2$  a las 12:00, en realidad dicho valor es la media de esta variable entre las 11:01 y las 12:00.



Como se puede apreciar en las Figuras 4.1 y 4.2, el emplazamiento escogido para la central termosolar en cuestión se localiza en la parte Sur de la Isla de Fuerteventura en la Comunidad Autónoma de Canarias, más concretamente en las coordenadas: 28° 10' 37,2'' N 14° 14' 27.599'' O. La justificación de dicha elección será explicada en detalle en las siguientes páginas evaluando el cumplimiento de los distintos criterios básicos a cumplir.

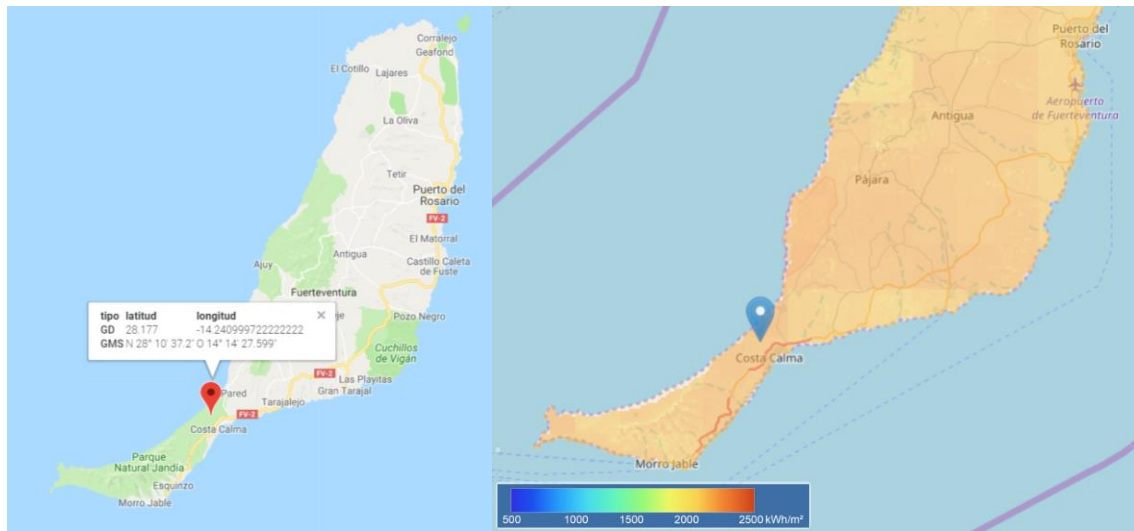


Figura 4.1: Vista Google Maps (Derecha). [53]

Figura 4.2: Vista Sistema de Información Fotovoltaico Geográfico (Izquierda). [54]

El principal criterio para la selección del emplazamiento de una central solar térmica es un alto nivel de radiación directa a lo largo del año, pero existen otras condiciones que han de cumplirse para el correcto funcionamiento y viabilidad de la instalación. Según la Fuente [55] estos criterios de selección son los siguientes:

1. Irradiación normal directa media anual entre 5,6 y 7,5 kWh/m<sup>2</sup>·día.
2. Altura y condiciones ambientales adecuadas: humedad y suspensión de partículas sólidas (polvo, humo, niebla...) reducida. Las precipitaciones periódicas pueden ser beneficiosa para la limpieza de los heliostatos.
3. Niveles de viento moderados a lo largo de todo el año.
4. Disponibilidad de un terreno suficientemente grande.
5. Disponibilidad de agua: sistema de refrigeración (opcional), abastecimiento y agua desionizada para la limpieza de los heliostatos.
6. Infraestructuras adecuadas de conexión a red y transporte de la energía.
7. Distancia de seguridad de aeropuertos y zonas de paso a bajo nivel.
8. Riesgo de terremoto relativamente bajo.
9. Distancia razonable de poblaciones, pero con disponibilidad de trabajadores en la zona para construcción y funcionamiento de las instalaciones (condición no crítica).

La totalidad de las centrales de estas características en el territorio español se encuentran ubicadas en la parte sur de la península, en su mayoría situadas en Andalucía o regiones colindantes. Como ya se ha visto previamente, la única central de producción de potencia que emplea la tecnología de heliostatos con receptor central y almacenamiento con sales fundidas en España se encuentra instalada en Sevilla, más concretamente en Fuentes de Andalucía ( $37^{\circ} 33' 29.11''$  N  $5^{\circ} 19' 44.60''$  O). Tanto la localización de esta central como la del resto de las que se encuentran en el continente, cumplen efectivamente con todos los criterios de selección. Sin embargo, existe una parte del territorio español inexplorado por las centrales de generación de electricidad a través de la energía solar de alta temperatura: la Comunidad Autónoma de Canarias.

Como se ha visto en el Capítulo 2 (Energía solar), la irradiación solar depende en gran medida de la latitud del emplazamiento. En zonas más próximas al ecuador los niveles de radiación tienden a ser más altos, siendo su perfil a lo largo del año mucho más constante que en zonas con mayor latitud. Debido a ello, la localización de la Comunidad Autónoma de Canarias es especialmente ventajosa para la producción de electricidad mediante el aprovechamiento de la energía solar gracias a su latitud considerablemente menor que aquella de la península ( $28^{\circ}$  N frente a  $37,5^{\circ}$  N aproximadamente).

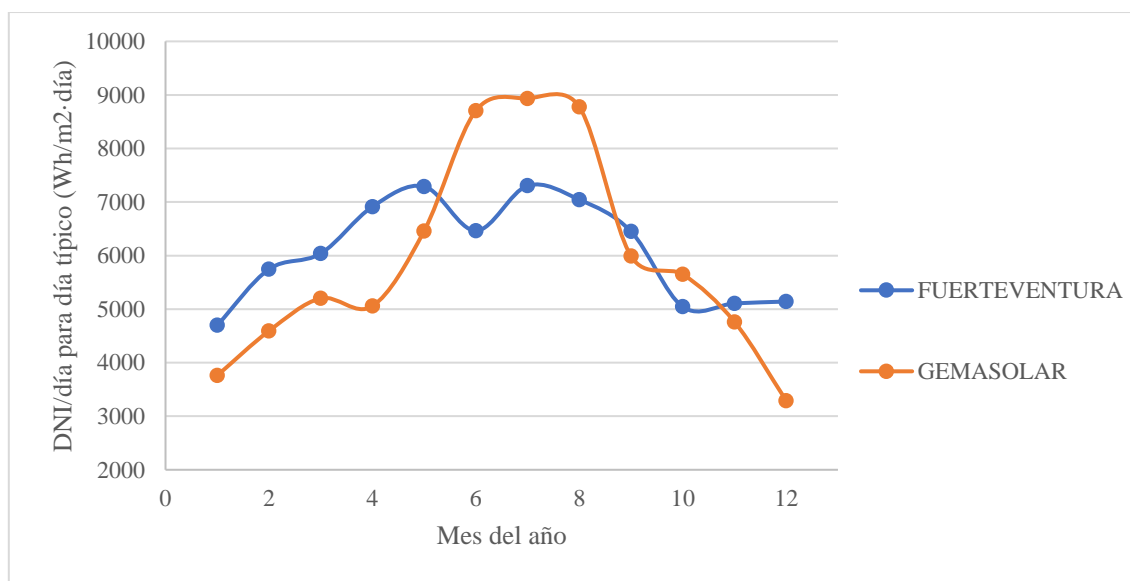


Fig. 4.3: Comparación DNI para día típico entre Gemasolar y Fuerteventura. [54]

En la Figura 4.3 se compara la Irradiación Normal Directa, o Direct Normal Irradiation (DNI) en inglés, por día para cada mes en la central Gemasolar y en Fuerteventura, de lo que se deduce que esta última es netamente favorable en la localización elegida. En dicha gráfica se puede comprobar como el emplazamiento seleccionado en Fuerteventura sa lugar a unos valores más constantes a lo largo de todo el año debido a su menor latitud. Como se verá más adelante, este perfil regular de radiación supone una generación menos variable a lo largo del año y, por lo tanto, mejores rendimientos de la central (mayor número de horas con funcionamiento a plena carga). Por otro lado, a pesar de poseer un

nivel máximo de irradiación menor, la DNI media anual es mayor en Fuerteventura que en Fuentes de Andalucía,  $6105 \text{ Wh/m}^2 \cdot \text{día}$  frente a  $5940 \text{ Wh/m}^2 \cdot \text{día}$  respectivamente. Así, se puede comprobar que se cumple con el primer criterio ( $\text{DNI media anual} > 5,6 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{día}$ ), gracias también a haberse elegido uno de los puntos con mayor irradiación de esta isla (Figura 4.2).

En cuanto a la altura, el emplazamiento ha sido seleccionado especialmente por su falta de desnivel en todo su terreno. Al ser todo el archipiélago de origen volcánico la mayoría de su extensión es abrupta con picos importantes como el Teide. Sin embargo, se ha decidido elegir la Isla de Fuerteventura por su menor desnivel en comparación con el resto de las islas. Dentro de esta se ha situado la planta de generación de potencia en una zona plana y suficientemente alejada de las principales montañas, como el Pico de La Zarza en la parte Sur.

El mayor problema que se prevé en el emplazamiento seleccionado es sin lugar a duda la suspensión de partículas. En primer lugar, al estar cerca de la costa, la humedad relativa media en el ambiente durante todo el año es de casi el 80% (Tabla A.1 de ANEXO A). En segundo lugar, debido a su cercanía al mar es muy probable que se encuentren suspendidas más partículas sólidas de las que puede haber en la central Gemasolar o en cualquier otro punto de la península. Por último, la cercanía de este archipiélago con el mayor desierto de mundo, el Sáhara, conlleva que se han de prever la existencia de ciertos días con calima. Analizando los resultados de la Figura 4.3, se presupone que este último fenómeno es el principal causante de un nivel anormalmente bajo de irradiación en el mes de junio, junto con una meteorología más adversa. En cualquier caso, el efecto negativo de la calima sobre la radiación se verá reflejado, en parte, en los datos recogidos para el año meteorológico típico o Typical Meteorological Year (TMY). De esta forma, la viabilidad económica del proyecto dependerá en cierta medida de estos dos fenómenos y de los costes adicionales de mantenimiento y limpieza que acarreen sobre los distintos componentes, como por ejemplo los heliostatos. Sin embargo, dicho análisis económico no se llevará a cabo en este trabajo, limitándose únicamente al dimensionado y funcionamiento de la central.

Las limitaciones en las velocidades del viento se deben principalmente a la necesidad de garantizar la integridad estructural de los heliostatos. Según las fuentes consultadas las condiciones de operación máxima que posibilitan el correcto funcionamiento de la central son vientos de unos  $8 \text{ m/s}$  de media o  $12 \text{ m/s}$  de ráfaga (W1). A partir de estos valores y hasta  $10 \text{ m/s}$  de media y  $16 \text{ m/s}$  de ráfaga (W2) algunos heliostatos han de ser redireccionados, pero es posible mantener la planta en funcionamiento. Para que exista posibilidad de daños estructurales en los heliostatos, el viento ha de superar valores de  $25 \text{ m/s}$  de media o  $40 \text{ m/s}$  (W4). Como se aprecia en los datos mencionados anteriormente para el emplazamiento deseado, en ningún caso se alcanza el nivel máximo de viento, por lo que se puede considerar dicho sitio como adecuado. Sin embargo, se ha de destacar que existen días donde si se superan el nivel W1 de viento, siendo muy poco habitual o casi inexistente superar el nivel W2 y llegando a ocurrir en períodos de no actividad solar. Por lo tanto, este fenómeno se debería tener en cuenta si se quiere realizar un cálculo minucioso del funcionamiento de la central, suponiendo una menor disponibilidad del

campo solar y hasta alguna parada forzada en ciertas ocasiones. A pesar de todo, en este proyecto no se tendrá en cuenta este fenómeno al comprobarse que para los días típicos por mes empleados los valores del viento son más que razonables durante todo el año. El efecto de esta variable será considerado especialmente en el cálculo de las pérdidas en el receptor central más adelante.

A primera vista y tomando como referencia la Figuras 4.1 y 4.2 se estiman como satisfechos los criterios 4, 5, 6, 7 y 9. En primer lugar, con respecto a la disponibilidad de un terreno suficientemente grande (criterio 4), en ambas figuras se aprecia que existe una gran extensión de terreno totalmente desocupada. Además, este lugar se encuentra relativamente cerca de la población de Costa Calma y a unos 70 kilómetros del Puerto del Rosario (mayor población de la isla) por lo que se presupone que las infraestructuras de transporte y consumo de electricidad se encuentran en buen estado (criterio 6) y un correcto cumplimiento del criterio 9. Por otro lado, el aeropuerto más cercano se ubica a una distancia aproximada de 70 km (Parte superior derecha de la Figura 4.2), asumida como correcta para evitar problemas con los aviones. La localización cercana de la población y la existencia de otras centrales de producción de potencia en Fuerteventura suponen que se consideren como garantizado el suministro de agua para los distintos usos en la instalación, cumpliéndose el criterio número 5.

El último criterio por cumplir sería el número 8, que impone un riesgo sísmico relativamente bajo. Es cierto que Fuerteventura y el resto de la Comunidad Autónoma de Canarias posee un elevado historial de seísmos debido a su situación geográfica, habiendo ocurrido el último de ellos el 24 de febrero de 2018 a unos 300 km del emplazamiento y con una magnitud de 4.1 en la Escala sismológica de Richter. Sin embargo, se trata de seísmos catalogados como ligeros y cuyo daño sobre los elementos de la central es altamente improbable. De esta manera, se concluye que se cumple también con este criterio, a pesar de que estos fenómenos, algo más habituales que lo normal, puedan conllevar a, por ejemplo, un mayor coste de la torre de la central para garantizar su durabilidad.

Además del gran recurso solar y de su alta estabilidad a lo largo de todo el año en Fuerteventura, se ha decidido situar la central en dicho emplazamiento por las características del consumo y la producción de electricidad tanto en la isla como en toda la Comunidad Autónoma de Canarias. Dada su lejanía del continente europeo, el sistema eléctrico de esta comunidad presenta varias características particulares. Este sistema se compone de 7 redes distribuidas entre las distintas islas, la mayoría independientes del resto, con sus propias centrales de producción de potencia y sistema de distribución. En cuanto al caso de Fuerteventura, esta comparte sistema con la isla más cercana (Lanzarote) mediante una unión de ambas islas por la parte Norte de la primera y Sur de la segunda.

Según la información publicada por Red Eléctrica Española la demanda base del sistema conjunto es de unos 120 MW en invierno y 140 MW en verano, mientras que si se tiene en cuenta Fuerteventura sólo, su consumo base es de unos 50 MW durante todo el año. Por lo tanto, el consumo en este sistema presenta unas características óptimas para la

inclusión de una central con energía solar térmica y almacenamiento. De este modo, el consumo base prácticamente constante a lo largo de todo el año y la cantidad de energía demandada se adaptan a la perfección a la generación prevista por la planta a diseñar, ya que se puede asumir que esta va a ser de tamaño y características similares a la central Gemasolar con una producción de unos 17 MW.

TABLA 4.1: CONSUMO POR FUENTES SISTEMA PENINSULAR Y CANARIO. [12]

Sistema	Consumo (GWh)	Renovables (%)	Combustibles Fósiles (%)	Nuclear (%)	Importado (%)
Peninsular	253082	33	41.9	21.5	3.6
Islas Canarias	8955	7.8	92.2	0	0

Por último, el aislamiento de la Comunidad Canaria con respecto al resto del sistema español supone una alta dependencia de esta parte del territorio de los combustibles fósiles para la producción de energía. Como se deduce de la Tabla 4.1, según el Avance del informe del Sistema Eléctrico de 2017 realizado por Red Eléctrica Española, tan solo un 7,8% del consumo de energía en las Islas Canarias proviene de fuentes renovables, dependiendo en más de un 92% de combustibles fósiles. Este dato es especialmente alarmante si se compara con el sistema Peninsular, que compone la gran mayoría del territorio, en el que hasta un 33% de la energía consumida proviene de fuentes renovables y tan solo un 41,9% de ella lo hace de combustibles fósiles. Como se ha visto en el primer capítulo introductorio, el elevado porcentaje de producción con combustibles fósiles implica un grave problema, provocado por la enorme dependencia de otros países que sufre España al no poseer yacimientos de combustibles fósiles, sin olvidar el enorme dilema medioambiental al que se enfrenta nuestro planeta en este siglo XXI.

*Fuentes consultadas: [12], [54] y [55]*

#### 4.2 Sistema de captación:

Una vez determinado el emplazamiento de la central de generación de potencia y comprobado su viabilidad en dicha localización, se comenzará dimensionando el sistema de captación, conformado por el campo solar (heliostatos) y el receptor central. Como ya se ha visto en el Capítulo 3, el diseño del sistema de captación para una central de heliostatos con receptor central es una tarea complicada debido a los abundantes factores a tener en cuenta. El correcto diseño del campo solar requiere simulaciones anuales donde se busque minimizar los efectos que puedan reducir el rendimiento óptico del campo como los bloqueos y las sombras. Actualmente existen numerosos modelos para calcular este sistema tan vital en una central de energía solar térmica, de modo que algunos de ellos dan lugar a mejores resultados en función de las condiciones del emplazamiento o el tipo de campo a diseñar.

En este proyecto se va a calcular el sistema de captación mediante la herramienta informática SolarPILOT, desarrollada por National Renewable Energy Laboratory (NREL), órgano perteneciente al Departamento de Energía de los Estados Unidos de América. Esta aplicación es la extensión específicamente diseñada para el cálculo de sistema de captación para la tecnología de heliostatos y receptor central de la aplicación System Advisor Model (SAM), encargada del diseño y evaluación económica de proyectos con energías renovables y cuyo uso es altamente extendido. SolarPILOT permite, de forma bastante sencilla y con un cierto número de variables, calcular un campo solar para una localización en concreto mediante simulaciones anuales. Una vez diseñado el sistema de captación, también es posible simular el funcionamiento de dicha instalación ofreciendo resultado como rendimientos del campo solar o energía captada y pérdidas en el receptor.

Como ya se ha explicado, el diseño de un campo solar con heliostatos es una ardua tarea debiendo realizarse numerosas simulaciones con un algoritmo eficiente de optimización para llegar a resultados concluyentes. En este proyecto se diseñará dicho sistema en base a los datos recogidos de la central Gemasolar. Siendo esta la única en el territorio español que emplea la misma tecnología tanto en la captación como en el almacenamiento, el diseño a partir de ella es considerada como la opción más sensata. Además, esto permitirá una comparación a posteriori de los resultados logrados para el diseño y funcionamiento de la central, intentando evaluar si es realmente factible o hasta más ventajosa la localización elegida en la Comunidad Autónoma de Canarias frente a los emplazamientos más convencionales, en la Comunidad Autónoma de Andalucía y colindantes.

Los datos recogidos sobre el sistema de captación de la central Gemasolar utilizados en este trabajo se encuentran agrupados en la Tabla 4.2 a continuación.

TABLA 4.2: TABLA DATOS DE GEMASOLAR EMPLEADOS EN SOLARPILOT. [55] A [64]

Apartado	Variable	Valor numérico
<b>Configuración del campo solar</b>	Potencia térmica de diseño	120 MWt
	DNI en el punto de diseño	930 W/m <sup>2</sup>
	Punto de diseño	Solsticio de verano
	Altura óptica de la torre	130 m
	Tipo de simulación	Anual
	Método empleado	Radial Stagger
<b>Heliostatos</b>	Ancho de la estructura	12,305 m
	Alto de la estructura	9,752 m
	Ratio superficie reflectiva	0,96418
	Reflectividad de los espejos	0,88
<b>Receptor central</b>	Altura del receptor	10,5 m
	Diámetro del receptor	8,5 m

Uno de los factores clave en el correcto funcionamiento del sistema de captación es la transferencia de calor adecuada a las sales fundidas que circulan por el interior del receptor central. Además de intentar minimizar las pérdidas en este punto, se ha de tener cuidado con las limitaciones de los materiales que componen dicho receptor. De esta forma, no es recomendable focalizar toda la radiación a un punto o una franja del receptor, al poder darse altos gradientes de temperaturas con puntos calientes. En consecuencia, se suelen utilizar distintas estrategias de apuntamiento en base a parámetros como la posición del Sol o el tamaño del campo solar. Esta estrategia de apuntamiento es únicamente uno de los muchos fenómenos a tener en cuenta a la hora de determinar las pérdidas en el receptor central, como pueden ser la distribución no uniforme del flujo en todas las direcciones (al depender de la posición solar) o la evolución de la temperatura del fluido caloportador a su paso por el receptor central. Debido a la complejidad de cálculo de la eficiencia del receptor, en este proyecto se utilizarán los resultados conseguidos en la Fuente [57]. En este trabajo se estipula que el fenómeno con mayor influencia sobre el nivel de pérdidas en un receptor central es la cantidad de energía o el flujo de calor que este recibe en comparación con las condiciones de diseño. Las pérdidas en el receptor central se rigen según la Ecuación 4.1:

$$\frac{L'_{th}}{L_{th}} = 0,7458 \frac{P'_{inc}}{P_{inc}} + 0,255 \quad (4.1)$$

Donde  $L_{th}$  y  $P_{inc}$  son, respectivamente, las pérdidas y la potencia térmica en el receptor para el punto de diseño, mientras que  $L'_{th}$  y  $P'_{inc}$  representan las pérdidas y la potencia térmica en el receptor, pero en el punto de funcionamiento.

Según este modelo de pérdidas, la eficiencia del receptor central ( $\eta$ ) es descrita por la Ecuación 4.2:

$$\eta = 0,644 \left( \frac{P'_{inc}}{P_{inc}} \right)^3 - 1,6055 \left( \frac{P'_{inc}}{P_{inc}} \right)^2 + 1,4025 \left( \frac{P'_{inc}}{P_{inc}} \right) + 0,3217 \quad (4.2)$$

Como se verá más adelante, las pérdidas obtenidas en el receptor serán ligeramente mayores a las predichas por este modelo, debido a los efectos del viento impuestas por defecto por el programa SOLAR Pilot.

Además, se ha debido estipular el valor de las pérdidas en el receptor central para el punto de diseño (Design point receiver thermal loss). Para ello se ha realizado primero el diseño del campo y se ha iterado varias veces, ajustando siempre el valor de esta variable al 25,5 % del flujo de calor percibido por el receptor (Ecuación 4.1)

En una primera instancia se ha diseñado el campo para la localización de la central Gemasolar, variando los valores del Factor de espaciamiento azimutal y Factor límite de empaquetamiento, hasta alcanzar una forma del campo solar en dicho emplazamiento lo más parecida posible al diseño real. Finalmente, se ha concluido que los valores de estas variables que arrojaban un diseño más similar eran de 2,6 para el Factor de espaciamiento y 1,3 para el Factor límite de empaquetamiento. La comparación entre el campo solar de la central Gemasolar y aquel simulado para este emplazamiento se puede realizar en base a las Figuras 4.4 y 4.5 mostradas a continuación.





Fig. 4.4: Vista aérea campo solar central Gemasolar. [53]

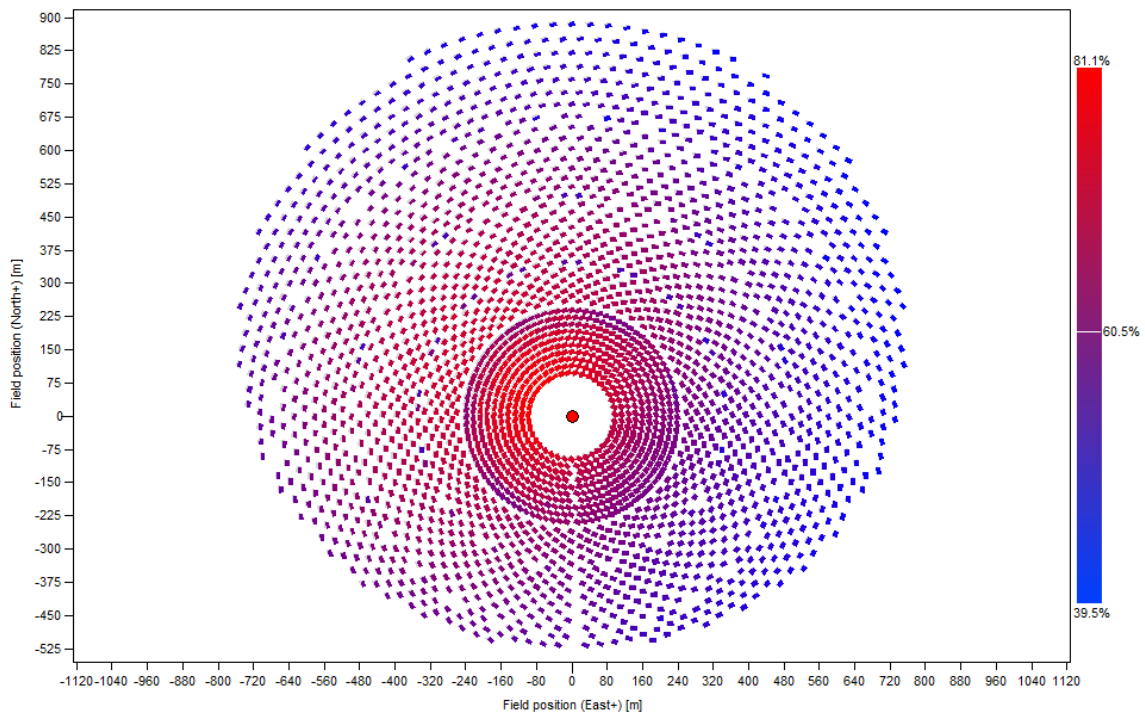


Fig. 4.5: Simulación con SolarPILOT de la central Gemasolar.

Como se ilustra en estas dos figuras, existen una gran similitud entre ambos campos solares, coincidiendo el número de heliostatos en el primer anillo, el número de filas al sur del receptor central o su forma general. Además, según la información recaudada, el campo solar de la central Gemasolar cuenta con 2650 heliostatos. Mientras tanto, el



diseño simulado con SolarPILOT cuenta con 2651 heliostatos, sólo uno más que el real. En consecuencia, se puede concluir que los valores impuestos para el diseño del sistema de captación son más que razonables.

Una vez supuestos como satisfactorios los valores impuestos para el diseño del campo solar, basta con cambiar el archivo meteorológico al emplazamiento seleccionado de Fuerteventura. De esta manera, el campo solar empleado en el proyecto será aquel presentado en la Figura 4.6.

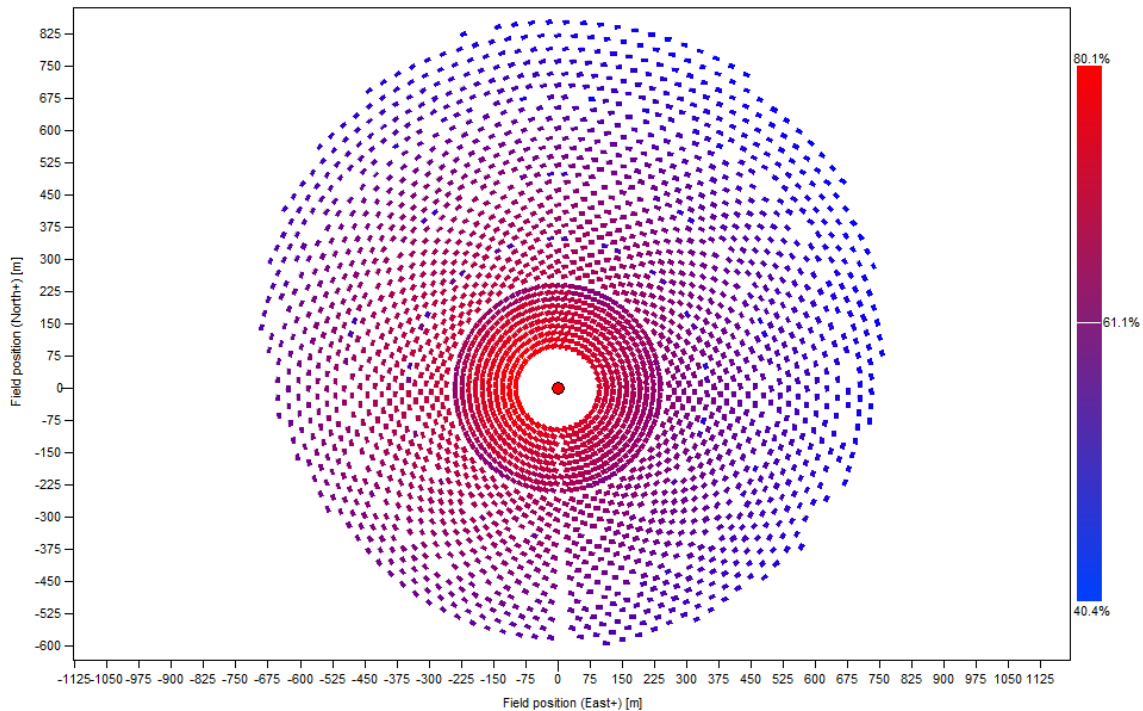


Fig. 4.6: Campo solar para la central diseñada en Fuerteventura.

El diseño final del campo solar para el emplazamiento seleccionado en Fuerteventura cuenta con 2626 heliostatos, frente a los 2561 heliostatos obtenidos para Gemasolar, lo que supone un área reflectiva total de  $303.828 \text{ m}^2$ . La principal diferencia con los diseños previos es la asimetría del campo solar con respecto al eje Norte-Sur, encontrándose rotado en torno a  $10^\circ$  hacia el Este. Este fenómeno es resultado de los datos recogidos para la localización elegida, donde al tratarse de un año meteorológico tipo se constata un mayor nivel de radiación por la tarde que por la mañana. Así, al ponerse el sol por el Oeste, se favorecen ligeramente los emplazamientos al Este (lado opuesto debido a la reflexión de la irradiación en los heliostatos). Esta falta de simetría es bastante común en las centrales de producción de potencia que emplean la tecnología de heliostatos con receptor central ya que ayuda a mantener un régimen de plena carga durante más tiempo con la ayuda del almacenamiento. Debido al proceso de puesta en marcha y la no disponibilidad de almacenamiento por la mañana en la gran mayoría de los casos, el campo Oeste suele tener un menor tamaño.

Una vez determinado el campo solar a utilizar, se puede simular su funcionamiento a lo largo de todo el año. El programa SOLAR Pilot permite, introduciendo el valor de la irradiación y la posición del Sol (fecha y hora), obtener parámetros como el flujo de calor en el receptor, las distintas eficiencias del campo solar o las pérdidas y el calor transferido al fluido caloportador. Sin embargo, en este programa la simulación por hora ha de ser realizada a mano, no existiendo la posibilidad de automatizarse. En consecuencia, como se ha mencionado brevemente en apartados previos, en este proyecto se ha decidido trabajar con días típicos por mes, reduciendo así significativamente el número de simulaciones a realizar. Estos días típicos se componen de las condiciones medias de aquellas variables que afectan al funcionamiento del receptor central: dirección y magnitud del viento, temperatura ambiente e irradiación (DNI). De estos resultados los más importantes son los del nivel de irradiación para cada mes, en los que se aprecia claramente el alto grado de estabilidad de esta variable a lo largo de todo el año como consecuencia de la baja latitud del emplazamiento seleccionado. También es importante resaltar que el mes con mayor nivel de irradiación e irradiación puntual media es el de julio con 7304,455 Wh/(día·m<sup>2</sup>) y 776,247 W/m<sup>2</sup>, respectivamente. Por último, se puede apreciar en estos resultados la asimetría comentada previamente y que decanta la distribución del campo solar ligeramente hacia el período de la tarde.

Al igual que la gran mayoría de datos meteorológicos, los recogidos en este proyecto proporcionan las condiciones medias a lo largo de toda la hora muestreada. Por este motivo, si los datos reflejan una irradiación directa normal de 300 W/m<sup>2</sup> a las 12:00, por ejemplo, en realidad dicho valor es la media de esta variable entre las 11:01 y las 12:00. Así, a la hora de simular el funcionamiento del campo solar se ha definido la hora, como media hora menos a la que figura en los datos (11:30 en vez de 12:00 en el ejemplo previo). Esta modificación supondrá una mejor estimación de la altura solar para cada simulación que, como se verá más adelante, posee una gran influencia sobre el funcionamiento del campo solar.

Para la simulación del funcionamiento de la central se han impuesto los datos calculados para cada hora de los días típicos de cada mes, seleccionándose el día 15 para todos los casos con el fin de suponer una posición solar media de dicho período. En esta la Eficiencia de atenuación atmosférica y la Eficiencia de reflectividad adoptan valores constantes a lo largo de todo el año de 95,0752 % y 83,6%, respectivamente.

En la Tabla 4.3 se encuentran, a modo de ejemplo, los valores de la altura solar y distintas eficiencias del campo solar para las 9 de la mañana de los distintos meses del año. Se corrobora de dichos resultados la gran influencia que posee la altura solar sobre la eficiencia del sistema de captación debido al efecto coseno, las sobras, los bloqueos y los desbordamientos. En primer lugar, queda claro que, como se deduce del Capítulo 2, para una misma hora del día, la altura solar depende mucho del día o en este caso del mes del año. Se contempla por este motivo como para los meses centrales la altura solar es casi tres veces superior que aquellos a principios y finales de año. A su vez, como se ha explicado previamente en el Capítulo 3, la altura solar tiene una gran influencia sobre el efecto coseno, dado que a menor altura solar se necesita una mayor inclinación de los heliostatos y por lo tanto se posee una menor área efectiva de reflexión. Esta mayor

inclinación de los heliostatos da lugar también a una mayor cantidad de bloqueos y de sombras entre los heliostatos próximos, además de mayores pérdidas por desbordamiento. Como es predecible, todo ello da lugar a una menor eficiencia del campo solar cuanto menor sea la altura solar. Además, esta altura solar también depende en gran medida de la latitud del emplazamiento, obteniéndose mayores valores cuanto menor es la latitud. Además del beneficio de una irradiación más estable a lo largo de todo el año, la elección de Fuerteventura frente a otros puntos en la península supone así lograr mejores rendimientos del campo solar anualmente, lo que se traduce en mejores rendimientos de la central y mayor cantidad de energía producida proporcionalmente.

TABLA 4.3: ALTURA SOLAR Y EFICIENCIAS PARA LAS 9:00.

Mes	Altura solar (°)	Eficiencia óptica del campo (%)	Eficiencia efecto coseno (%)	Eficiencia bloqueos (%)	Eficiencia sombras (%)	Eficiencia desbordamientos (%)
1	12.8	38.8	70.8	97.5	81.2	90.8
2	16.8	44.6	71.4	97.7	90.0	91.2
3	23.7	49.8	72.7	98.1	96.2	91.9
4	31.6	53.1	74.0	98.5	98.7	92.5
5	36.2	54.3	74.6	98.8	99.4	92.8
6	36.8	54.4	74.5	98.8	99.5	92.8
7	35.1	53.8	74.1	98.7	99.2	92.7
8	32.5	53.2	74.0	98.6	98.9	92.6
9	29.5	52.5	74.0	98.4	98.2	92.4
10	25	50.9	73.6	98.1	96.7	92.0
11	19.2	47.2	72.7	97.7	92.7	91.5
12	14.1	41.2	71.5	97.5	84.5	91.0

Es de destacar que las horas con valores negativos de calor transferido al fluido de calor se suponen posteriormente como nulos al entenderse que no se harían circular sales fundidas por el receptor central. Se han simulado únicamente los puntos en los que la altura solar posea un valor superior a los 2°, al imponerse normalmente esta condición para el correcto funcionamiento del campo solar según las fuentes consultadas. De esta forma, como se puede observar en la Tabla 4.4 de la página siguiente, a pesar de poseer un nivel de irradiación solar directa bastante alto a las 20:00 el calor útil es nulo por influencia de la altura solar.

TABLA 4.4: FUNCIONAMIENTO DEL RECEPTOR EN EL DÍA TÍPICO DE JULIO.

Hora	Irradiación solar directa media (W/m <sup>2</sup> )	Calor absorbido por el fluido caloportador (MW)	Flujo de calor en el receptor (kW/m <sup>2</sup> )	Eficiencia del receptor real (%)	Eficiencia ideal (%)
8	218.4	10.7	112.3	34.1	52.8
9	376.3	33.4	219.4	54.4	64.7
10	567.1	61.8	352.2	62.5	71.9
11	660.0	77.8	425.5	65.2	73.7
12	712.7	88.0	471.1	66.6	74.3
13	731.1	91.9	488.3	67.1	74.5
14	732.4	91.6	487.3	67.0	74.5
15	776.2	95.2	506.8	67.0	74.8
16	761.7	89.2	482.1	66.0	74.5
17	702.1	75.3	421.3	63.7	73.6
18	548.1	47.2	294.3	57.2	69.6
19	362.1	10.8	131.5	29.2	55.4
20	156.2	0	0	0	0

Julio es el mes con mayor nivel de irradiación en su día típico, lo que hace que sea también el período con mayor calor útil, con un valor de 772,879 MWh, siendo este mes clave en el posterior dimensionado del sistema de almacenamiento. Además del calor útil, en la Tabla 4.4 se aprecia la eficiencia real del receptor y aquella predicha por el modelo de pérdidas empleado. Como ya se había anticipado, la eficiencia real del receptor es menor que la del modelo al tenerse en cuenta las pérdidas generadas por el viento en dicho día típico. Se aprecia como para valores altos de flujo de calor la eficiencia real es aproximadamente 8% menor que la prevista en el modelo. Sin embargo, al reducir el flujo de calor en el receptor las pérdidas causadas por el viento pasan a ser más determinantes, produciéndose un descenso de hasta un 26% con respecto a los valores contemplados por el modelo.

*Fuentes consultadas: [55] a [64]*

#### 4.3 Sistema de almacenamiento:

Una vez concretado el sistema de captación y la energía útil en cada mes, es posible dimensionar el sistema de almacenamiento y la potencia de la turbina correspondiente para posteriormente hallar el punto óptimo de funcionamiento. El sistema de almacenamiento permitirá a la central funcionar un mayor número de horas y hacerlo a plena carga o con mejores rendimientos, suponiendo una mayor energía final producida. Se ha de tener en cuenta que, un almacenamiento demasiado grande generará pérdidas considerables que terminarán reduciendo el rendimiento de la central. En el caso extremo,

para potencias de la turbina insuficientes, se desaprovechará energía captada en el campo solar al no ser capaz de consumir la energía térmica almacenada. Por lo tanto, el correcto dimensionado del sistema de almacenamiento y la potencia de la turbina, que dependen de la irradiación captada a lo largo del año, es extremadamente importante en una central de energía solar térmica.

Para llevar a cabo este cálculo se han realizado algunas suposiciones con el fin de simplificar las simulaciones sin introducir errores demasiado grandes en los resultados.

- Suposición 1:

Para el desarrollo de este proyecto se ha decidido hacer uso de las sales fundidas Solar Salt, al ser esta las más utilizadas en centrales de receptor central y heliostatos, como por ejemplo en Gemasolar o Solar Two. Como se ha visto en el Capítulo 3, esta mezcla binaria está compuesta por un 60% en peso de Nitrato de Sodio ( $\text{NaNO}_3$ ) y un 40% de Nitrato de Potasio ( $\text{KNO}_3$ ), cuyo rango de temperatura de estabilidad es desde los  $260^\circ\text{C}$  a los  $621^\circ\text{C}$ . Sin embargo, en este proyecto se trabajará con el rango de temperaturas más usado para dichas sales fundidas: entre  $290^\circ\text{C}$  y  $565^\circ\text{C}$ . Las propiedades de dichas sales se han obtenido de la Fuente [55], donde se estipula que las propiedades de estas sales se rigen por las Ecuaciones 4.3 y 4.4 a continuación:

$$\rho(\text{kg}/\text{m}^3) = 2090 - 0,636 T \quad (4.3)$$

$$c_p(\text{J}/\text{kg}) = 1443 + 0,172 TT \quad (4.4)$$

Donde T es la temperatura de las sales fundidas expresada en grados centígrados ( $^\circ\text{C}$ ).

- Suposición 2:

En los tanques de almacenamiento se quieren minimizar las pérdidas al ambiente, lo que se consigue exponiendo la menor área para una misma masa. Es sabido que la forma geométrica que daría lugar a unas pérdidas menores para un mismo volumen (mayor ratio volumen/área) es una esfera. Sin embargo, la dificultad que conlleva la construcción de dicha forma geométrica hace que se empleen tanques de almacenamiento con forma cilíndrica. De los diferentes tipos de cilindros, los que consiguen una mejor relación entre el área expuesta al entorno y el volumen encerrado son aquellos tanques cuyo diámetro es equivalente a la altura ( $D=H$ ). De este modo, tanto para la obtención del modelo de pérdidas como en los cálculos de pérdidas al ambiente para la central en cuestión, se va a suponer que el tanque de almacenamiento adopta esta geometría.

- Suposición 3:

Las pérdidas supuestas en el almacenamiento se han basado en la Fuente [61], en la que se expone que las pérdidas medidas en el almacenamiento con Solar Salt de la central Solar Two son de 102 kWt en el tanque de alta temperatura ( $565^\circ\text{C}$ ) y de 44 kWt en el de menor temperatura ( $290^\circ\text{C}$ ). Sabiendo que en estos tanques se almacenan un total de 1380 toneladas, se pueden aplicar las suposiciones comentadas previamente para lograr el

modelo de pérdidas deseado. De esta forma se ha obtenido que el flujo de calor en el tanque de temperatura más elevada es de unos  $214,28 \text{ W/m}^2$ , lo que supone un  $0,0638\%$  de la energía almacenada. A su vez, para el tanque de menor temperatura el flujo de calor es de unos  $98,56 \text{ W/m}^2$  o un  $0,0275\%$  de la energía almacenada.

Debido a los valores tan pequeños de pérdidas en el almacenamiento y basándose en los resultados de la Fuente [65] se obtienen dos suposiciones más empleadas (Suposiciones 4 y 5).

- Suposición 4:

Según los resultados de dicha fuente y la experiencia en la central Solar Two es correcto considerar que no existe peligro de solidificación de las sales fundidas en el tanque de menor temperatura en un ciclo de operación normal. Únicamente habría que preocuparse por este fenómeno si se tuviera en cuenta las paradas forzadas de larga prolongación, pero no es el caso de este trabajo. Las pérdidas en el tanque de baja temperatura en el punto de diseño van a ser casi nulas al intentar producir la mayor cantidad de tiempo posible a plena carga con la ayuda del almacenamiento caliente. Por este motivo, dichas pérdidas se van a obviar para el funcionamiento de la central, suponiendo en realidad un pequeño consumo adicional que reduciría ligeramente la potencia neta producida y el rendimiento de la central.

- Suposición 5:

En los cálculos de este proyecto se va a considerar que, debido a las pérdidas casi despreciables en comparación con la energía almacenada en ambos depósitos, la temperatura y por lo tanto las propiedades de las sales fundidas en el interior de ambos se mantienen constantes. En caso de no realizarse esta suposición de temperatura constante se deberían modificar las condiciones máximas alcanzadas por el ciclo en cada momento, dando lugar a una complejidad mucho mayor de los cálculos.

En consecuencia, a partir de las Ecuaciones 4.3 y 4.4 se puede asumir un estado inicial de  $290^\circ\text{C}$  en las sales, que al absorber la energía captada en el campo de solar aumentarán su temperatura hasta los  $565^\circ\text{C}$ . Cuando haga falta emplear el almacenamiento, las sales fundidas a  $565^\circ\text{C}$  depositadas en el tanque caliente se dirigirán hacia los intercambiadores de calor correspondientes, donde cederán su energía excedente al fluido de trabajo de calor del ciclo termodinámico y retornarán al tanque frío con temperatura de  $290^\circ\text{C}$ . Así, la densidad de las sales fundidas en el tanque caliente y en el tanque frío serán de  $1730,66$  y  $1905,56 \text{ kg/m}^3$ , respectivamente, siendo el calor específico medio en el receptor central y en los intercambiadores de calor de  $1516,53 \text{ J/kg}$ .

Es importante aclarar que, a pesar de despreciarse la variación en la temperatura y propiedades de las sales, sí se tendrán en cuenta la variación en la energía almacenada como consecuencia de las pérdidas al entorno.

- Suposición 6:

Para mayor simplicidad de los cálculos, en la simulación a realizar se supondrán las pérdidas en el almacenamiento en cada hora ( $Q_h$ ) como proporcionales a la energía almacenada al comienzo de este período ( $E_{inicial}$ ), teniendo en cuenta la energía máxima almacenable en el depósito ( $E_{max}$ ) y las pérdidas engendradas para esta energía ( $Q_{max}$ ). Así, las pérdidas en los tanques de almacenamiento se regirán por la siguiente expresión:

$$Q_h = Q_{max} \frac{E_{inicial}}{E_{max}} \quad (4.5)$$

Evaluar las pérdidas en el almacenamiento en función de la energía acopiada al principio de cada hora, supone tener en cuenta unas pérdidas inferiores a las reales cuando se está llenando el tanque de almacenamiento de mayor temperatura, pero superiores cuando el depósito caliente se está vaciando. Esta suposición se estima como válida al haberse comprobado en la simulación que las horas de carga del tanque son significativamente menores que aquellas de descarga. En consecuencia, esta suposición da lugar a un ligero sobredimensionado de las pérdidas en el almacenamiento, que se considerará aceptable.

- Suposición 7:

Se dimensionará el tanque de almacenamiento para dos días típicos consecutivos del mes de mayor energía útil, que para el emplazamiento seleccionado se corresponde con el mes de Julio. El almacenamiento máximo permitido será aquel con el que, excluyendo el primer día, se consiga para todos los días típicos de dicho mes un funcionamiento a plena carga de la turbina durante todas las horas, sin generar excedentes de energía almacenada al finalizar cada día. En caso contrario, estos excedentes se terminarían acumulando día tras día para los meses más energéticos, acabando con una gran cantidad de energía almacenada tras el verano. Aparte del incumplimiento de varias de las suposiciones realizadas, un período de tiempo continuo tan amplio con el fluido caloportador almacenado a temperaturas altas, podría suponer una degradación tanto de las sales como del depósito en el que se encuentran. Además, incumplir la restricción impuesta para el nivel de almacenamiento implicaría aumentar exponencialmente el tamaño del almacenamiento a medida que se reduce la potencia de la turbina, lo que conllevaría un coste de adquisición extremadamente elevado del sistema de almacenamiento.

- Suposición 8:

Por último, para esta primera simulación se tendrán en cuenta sólo aquellos puntos en los que se aproveche toda de la energía captada. Dicho de otra forma, el nivel de almacenamiento máximo es aquel en el que la energía almacenada es la justa para que, teniendo en cuenta las pérdidas en el almacenamiento, se pueda producir a plena carga durante los días de máxima energía, exceptuando algunas horas del primer día. Como se puede observar en la Figura 4.7, el nivel de almacenamiento máximo (MAX) es aquel en el que la energía almacenada (A) menos las pérdidas en dicho almacenamiento sean igual

a la energía necesaria para producir a plena carga durante todas las horas del día (B), exceptuando las primera horas del primer día del mes. En dicha figura la abreviación EU se refiere a energía útil, siendo así la función representada un esbozo de dicha variable a lo largo de varios días típicos consecutivos para el mes de julio.

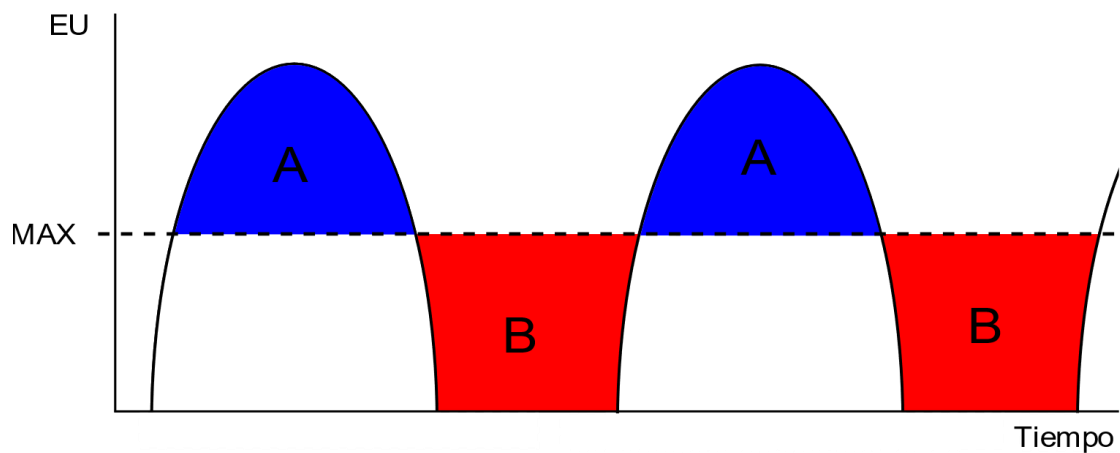


Fig. 4.7: Esquema punto de almacenamiento máximo para primera simulación.

Previo al inicio de la simulación, se ha tenido que determinar la configuración del ciclo termodinámico de la central, al definirse a través de su eficiencia bruta la relación existente entre el calor a proporcionar al ciclo y la potencia de la turbina. Como se verá más adelante en la Sección 4.5 (Determinación del ciclo termodinámico), la configuración elegida consta de un total de 6 extracciones que son aprovechadas en 5 intercambiadores de calor de superficie y 1 intercambiador de calor abierto. Al no depender el rendimiento del ciclo del gasto másico de este, ya sea neto o bruto se realiza un primer cálculo con un gasto másico cualquiera. En consecuencia, se puede asegurar que el rendimiento bruto del ciclo es de un 44,8655 % y el neto de 44,2573%. Sin embargo, se ha decidido colocar dicho apartado posteriormente para dar directamente los resultados completos del ciclo con el gasto másico (potencia de la turbina) óptimo que se desea calcular en la siguiente sección.

Con estas suposiciones iniciales y el rendimiento bruto del ciclo termodinámico es posible simular el funcionamiento del sistema de almacenamiento mediante Excel en este caso concreto. Los cálculos de este apartado se encuentran resumidos en la Tabla 4.5 y Figura 4.8 siguientes.

TABLA 4.5: ALMACENAMIENTO NECESARIO VS. POTENCIA DE LA TURBINA.

Potencia de Turbina (MW)	42.717	40	35	30	25	20	15	14.406
Almacenamiento (MWh)	0	11.3	65.7	140.6	224.6	316.1	416.3	430.3



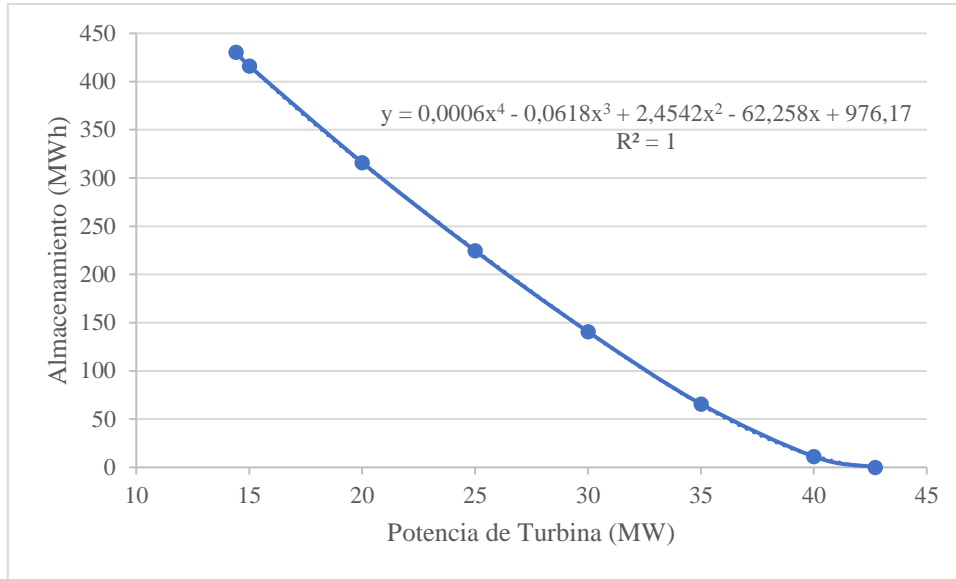


Fig. 4.8: Almacenamiento necesario en función de la potencia de la turbina.

Como se ha explicado en la Suposición 7, el dimensionado del almacenamiento para cada potencia de la turbina se realiza con dos días seguidos del mes con mayor energía útil por día, en este caso julio. Como es posible apreciar en ambas representaciones de los resultados logrados para la simulación, se encuentra un máximo y un mínimo de potencia de la turbina.

El punto de máxima potencia de la turbina o nulo almacenamiento viene definido por la máxima energía útil puntual disponible durante el día tipo tratado ( $EU_{max}=91893,5$  kWh). La potencia máxima de la turbina vendrá dada por el rendimiento bruto del ciclo ( $\eta_{bruto}$ ) según la Ecuación 4.6. Para potencias de la turbina mayores a la citada nunca se conseguiría trabajar a plena carga, lo que supondría un rendimiento y una energía final producida en la central menor.

$$W_{Turb} = EU_{max} \eta_{bruto} = 42716,486 \text{ kW} \quad (4.6)$$

Mientras tanto, como se ha explicado en la Suposición 8 (Fig. 4.7), el punto de máximo almacenamiento en esta primera simulación viene impuesto por la energía total disponible en el día y las pérdidas en el almacenamiento. Se busca aquella potencia de la turbina para la cual se pueda estar produciendo continuamente a plena carga en dos días consecutivos del mes con mayor irradiación sin generar excedentes al final de cada día. Así, tras varias iteraciones de la simulación se ha concluido que la potencia mínima de la turbina o el almacenamiento máximo buscado es de 14406 kW y 430290,942 kWh, respectivamente.

#### 4.4 Potencia óptima de la turbina:

Tras haber hallado la correlación entre el almacenamiento y la potencia de la turbina para las condiciones impuestas en el emplazamiento seleccionado, es posible identificar ahora el punto óptimo de potencia de la turbina o almacenamiento, obteniendo posteriormente

el funcionamiento de la central (generación de energía y horas a plena carga) para dichas condiciones.

El punto óptimo buscado es aquel en el que se maximiza la producción de energía anual, por lo que en este caso la simulación ha de tener en cuenta los doce días tipos. Para obtener la producción neta de la central se ha de emplear la eficiencia neta de 44,2573% del ciclo termodinámico mencionada previamente y cuyo valor proviene de la Sección 4.5 (Determinación del ciclo termodinámico). Para esta nueva simulación se mantendrán las suposiciones realizadas en la simulación de la sección previa (exceptuando la Suposición 8), a las que se añadirán algunas más.

En esta simulación del funcionamiento de la central se va a asumir que, en las primeras horas del día en las que no se posee nada de almacenamiento, se va a comenzar a producir directamente. De forma opuesta, sería posible almacenar la energía captada durante un período de tiempo determinado para poder empezar a producir energía más tarde, pero en el punto de diseño del ciclo (mejor rendimiento). Sin embargo, en la realidad esto supondría conocer de antemano la irradiación en el día, o lo que es lo mismo, la energía de la que se va a disponer. Si la predicción de la disponibilidad energética es menor a la que se percibe finalmente, se desaprovecharía el excedente al tener el almacenamiento un volumen finito. En consecuencia, tanto por la dificultad de predecir de forma exacta y segura la irradiación a lo largo de todo el día, como por la dificultad añadida que conllevaría en la simulación, no se va a contemplar este tipo de funcionamiento. Se asumirá, por lo tanto, que en el período de arranque en los meses menos energéticos, se producirá directamente con la energía captada a pesar de dar lugar a un funcionamiento a cargas parciales, almacenando energía en los depósitos únicamente cuando existe un exceso de energía útil en ese instante. Como se verá, el punto de diseño poseerá un almacenamiento bastante grande y una potencia de la turbina reducida. Por este motivo, a pesar de ser necesario considerar este caso, su trascendencia será bastante reducida, al ser el período donde se funcione a cargas parciales para el punto de diseño final de tan solo una o dos horas al día en los meses de menor irradiación.

Esta forma de producción en la central supone que en la simulación deba tener en cuenta puntos de funcionamiento del ciclo termodinámico a cargas parciales. Dicho funcionamiento es muy complejo, pudiendo modificarse varias variables para intentar perjudicar lo menos posible el rendimiento del ciclo, como puede ser la presión máxima del ciclo. A pesar de estos ajustes, el funcionamiento a cargas parciales afectará negativamente el funcionamiento del ciclo ya que, por ejemplo, se verá perturbada la transferencia de energía en los distintos intercambiadores de calor internos, estando estos diseñados para un gasto másico y unas condiciones de temperaturas específicas. Para simular este funcionamiento en condiciones distintas a las de diseño, se va a suponer que se mantienen constantes las condiciones termodinámicas del ciclo de generación de potencia, variando únicamente el gasto másico de este en función del calor absorbido. De esta forma, la pérdida de rendimiento en el ciclo termodinámico debido al funcionamiento en cargas parciales se considerará lineal y directamente proporcional a la división de la energía proporcionada al ciclo en el funcionamiento actual ( $Q_{CP}$ ) y la energía que se ha de proporcionar al ciclo para su funcionamiento a plena carga en cada caso ( $Q_{in}$ ). En

consecuencia, para establecer el rendimiento neto del ciclo a una determinada carga parcial ( $\eta_{neto\_CP}$ ) se empleará la Ecuación 4.7, donde  $\eta_{neto}$  es el rendimiento neto del ciclo a plena carga.

$$\eta_{neto\_CP} = \eta_{neto} \frac{Q_{CP}}{Q_{in}} \quad (4.7)$$

Finalmente, es de destacar que en esta simulación se tendrán en cuenta todos los casos de potencia de la turbina, desde la potencia máxima de 42,7165 MW definida en la Sección 4.3 previa hasta potencias muy pequeñas (menores que el mínimo de 14,406 MW determinado en dicha sección). Al aplicarse la Suposición 7 de la Sección 4.3, se continuará limitando el tamaño del almacenamiento para que no existan excesos de energía en los depósitos al final de los días en los meses más energéticos. Por este motivo, para estas potencias de turbina tan reducidas se desaprovechará parte de la energía irradiada en los meses de mayor energía. De esta manera, se prevé que aquellas potencias de la turbina por debajo del valor mínimo darán lugar a una menor energía producida anualmente, a pesar de conseguir un mayor número de horas a plena carga del ciclo termodinámico.

Los resultados logrados para esta simulación se encuentran resumidos en la Tabla 4.6 y la Figura 4.9, obtenidos a partir de las diversas simulaciones realizadas.

TABLA 4.6: RESULTADOS SIMULACIÓN DE FUNCIONAMIENTO.

Potencia de la turbina (MW)	Energía anual neta generada (GWh)	Horas anuales a plena carga	Gasto másico ciclo (kg/s)
5	39.937	8007.2	3.855
8	64.934	8179.3	6.168
11	85.847	7857.0	8.482
14	95.996	6824.1	10.795
14.406	96.272	6627.5	11.108
14.409	96.269	6626.0	11.11
15	96.104	6356.1	11.566
20	95.293	4644.5	15.421
25	93.925	3506.4	19.276
30	90.274	2364.7	23.131
35	83.577	1158.4	26.987
40	74.683	278	30.842
42.7165	69.997	31	32.936

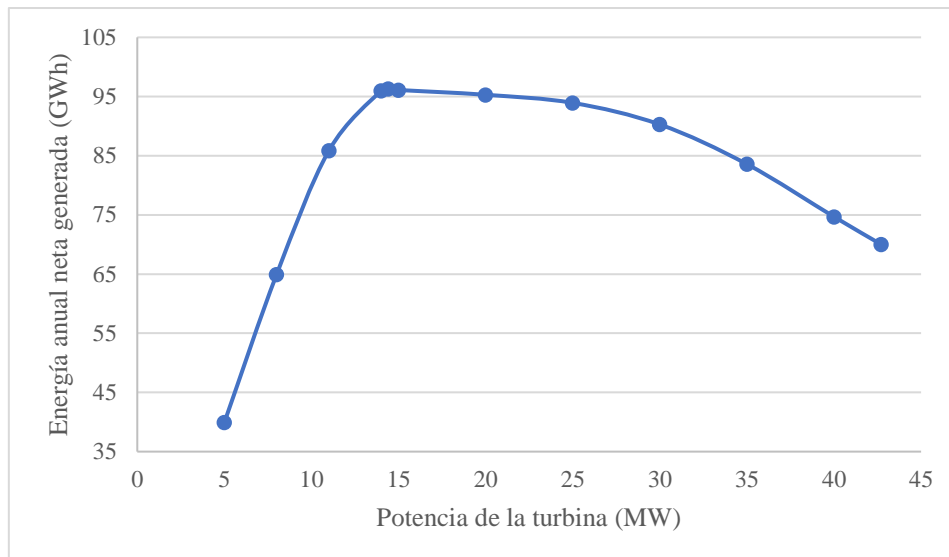


Fig. 4.9: Energía anual neta generada en función de la potencia de la turbina.

De la Figura 4.9 y la Tabla 4.6 se puede concluir claramente que el punto óptimo de funcionamiento coincide con el máximo almacenamiento o la mínima potencia de la turbina determinada en la Sección 4.3 previa. En este punto se consigue el mayor almacenamiento posible o menor potencia de la turbina sin incurrir en un desaprovechamiento de parte de la irradiación en los meses de mayor energía, alcanzándose una operación en régimen máximo durante todo el día para el mes de julio. Así, se logra una producción máxima de unos 96,272 GWh al año y un total de 6627,5 horas de funcionamiento a plena carga, gracias a una turbina de 14,406 MW con un sistema de almacenamiento de 430,291 MWh, correspondientes con 3.174,334 toneladas de sales fundidas o 13,4 horas de funcionamiento a plena carga.

El comportamiento de la energía producida de forma anual observado en estos resultados se corresponde con lo previsto. Para potencias de la turbina muy elevadas existe un escaso almacenamiento que conlleva un funcionamiento del ciclo termodinámico a bajas cargas parciales. Este funcionamiento da lugar a un rendimiento del ciclo muy pobre y, por ende, de la central, que explica la disminución en la energía neta producida anualmente. Por otro lado, potencias de la turbina muy bajas suponen un funcionamiento a cargas completas durante mayor cantidad de tiempo, pero también unas mayores pérdidas en el almacenamiento y el desaprovechamiento de parte de la irradiación en los meses de mayor nivel de energía.

Como se verá más adelante, se redondeará el gasto másico del ciclo termodinámico a dos decimales por limitaciones de los programas informáticos usados. Así, se asumirá posteriormente como punto óptimo aquel con gasto másico de 11.11 kg/s y potencia de la turbina de 14,409 MW. La comparación de esta simulación con el punto asumido como óptimo corrobora la tendencia prevista, siendo la energía generada anualmente en torno a 3MWh menor para el punto de 14,409 MW. En base a estos datos, se puede afirmar claramente que las pérdidas en el almacenamiento son despreciables, al no tener influencia sobre el punto óptimo de funcionamiento, si se tiene en cuenta la precisión de

los resultados dada por el redondeo mencionado. En caso de haber sido de gran importancia, estas pérdidas habrían supuesto un desplazamiento del óptimo hacia potencias ligeramente superiores a la obtenida, al dar lugar a un peor aprovechamiento de la energía captada para altos niveles de almacenamiento. Debido a la correlación intuida en base a la Figura 4.9 entre la potencia de la turbina y la energía neta producida anualmente, se puede asegurar que, en el caso de tener unas pérdidas importantes, el resultado para una potencia de 14,409 MW debería haber sido mayor que para el óptimo seleccionado. De esta forma, los resultados alcanzados corroboran las suposiciones realizadas, donde, por ejemplo, se ha despreciado el efecto de las pérdidas sobre la temperatura y las propiedades de las sales almacenadas.

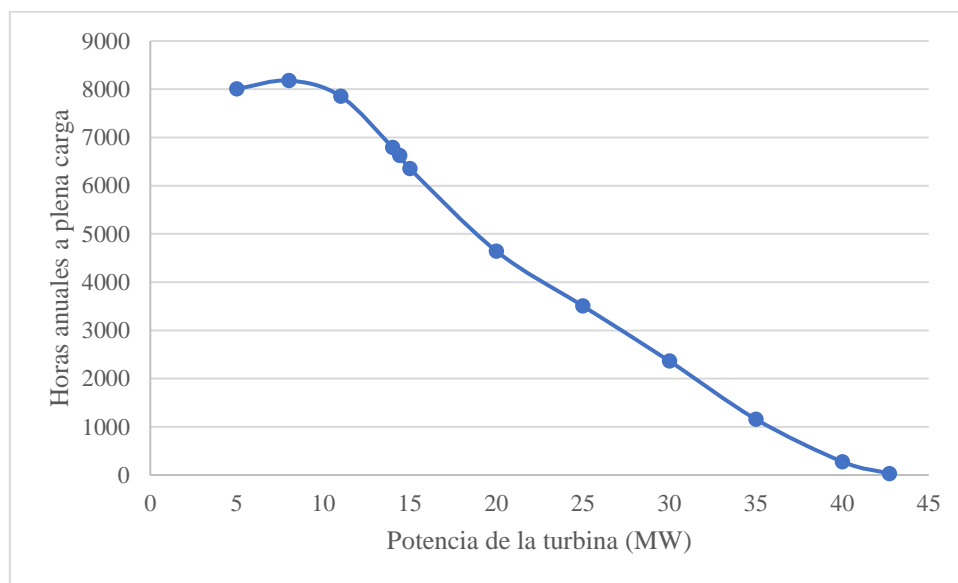


Fig. 4.10: Horas anuales a plena carga en función de la potencia de la turbina.

En cuanto a las horas anuales de funcionamiento a plena carga de la turbina, su comportamiento se encuentra expuesto en la Tabla 4.6 y de forma más visual en la Figura 4.10. De estos resultados concluye que, como era de esperar, para potencias de la turbina muy altas el número de horas con funcionamiento a plena carga de la turbina se ve ampliamente reducido.

Lo que realmente llama la atención de esta relación entre variables, es el máximo de horas a plena carga alcanzado para una potencia de en torno a 8 MW. Este comportamiento se debe a la limitación impuesta por la Suposición 7 de la Sección 4.3: al realizarse el dimensionado del tanque para dos días típicos del mes de mayor energía se debe verificar que no existen excesos de energía almacenada en el tanque. Como se puede comprobar gracias a los resultados obtenidos, la limitación en el nivel de almacenamiento implica un comportamiento algo extraño pero entendible tras un primer análisis de las horas de funcionamiento a plena carga anuales en función de la potencia de la turbina.

Cuando la potencia de la turbina es ligeramente menor que el óptimo de 14,406 MW, como es el caso de la turbina de 14 MW, a pesar de no aprovechar al completo la energía

irradiada, su menor potencia supone un menor consumo de energía térmica por hora y, por lo tanto, como era previsible, un mayor número de horas a plena carga. Sin embargo, para potencias mucho menores al óptimo, como el caso de 5 MW, el almacenamiento se ve excesivamente limitado por el mes más energético, desaprovechándose así una gran cantidad de energía. Esta limitación es tan grande que, como se ha podido comprobar en las simulaciones realizadas, para la potencia de la turbina de 5 MW se llega a desperdiciar energía en todos los meses del año, incluidos meses con bajos niveles de irradiación como enero o diciembre. Además, el reducido volumen de sus depósitos da lugar a unas pérdidas mayores que aquellas del óptimo, al exponer una mayor área de contacto al exterior en proporción con el volumen que contiene. Así, aproximadamente en el punto de 8 MW, se obtiene el máximo número de horas a plena carga gracias al compromiso entre ambos fenómenos. Su potencia inferior al óptimo supone una menor necesidad de energía para alcanzar el funcionamiento óptimo del ciclo, pero esta no es tan pequeña como para limitar excesivamente el almacenamiento en julio y, por ende, las horas de independencia del Sol.

*Fuentes consultadas: [55] a [65]*

#### **4.5 Determinación del ciclo termodinámico:**

Una vez calculado el sistema de captación y almacenamiento de la central solar térmica que optimiza el funcionamiento de esta para la radiación anual percibida, se puede determinar la disposición y el funcionamiento del ciclo termodinámico a emplear. El ciclo termodinámico normalmente aplicado en las centrales termosolares, y que se utilizará en este proyecto, es el ciclo de vapor. Como se ha explicado en la Sección 3.3, existen numerosas configuraciones del ciclo de Rankine, en las que se pueden usar la regeneración y el recalentamiento con el fin de aumentar la eficiencia final. Sin embargo, la configuración óptima del sistema de generación de potencia depende de numerosas variables, como el tipo de refrigeración, las condiciones atmosféricas del emplazamiento o la temperatura máxima alcanzada en el ciclo. En consecuencia, definir el número de extracciones o el tipo de recalentamiento supone resolver un problema de optimización de gran complejidad, donde se debería tener en cuenta además variables económicas.

Por este motivo, se ha decidido adoptar la configuración expuesta previamente en la Figura 3.20 y en la Figura 4.11 mostrada a continuación. En esta última se cuenta con un total de 6 extracciones de los distintos cuerpos de turbinado, entre los que destaca un recalentamiento en la primera extracción. En la Figura 4.11 el sistema de generación de vapor se representa únicamente como dos “cajas” donde se aporta calor al fluido de trabajo. La primera de estas simula el precalentador, generador de vapor y sobrecalentador, mientras que la segunda se corresponde con el recalentador. Esta simplificación se ha realizado al poseer únicamente la versión gratuita de la herramienta informática Thermoflow, utilizado para el cálculo del ciclo termodinámico. Simular de esta manera los aportes de calor al ciclo no supone ninguna diferencia en el comportamiento global. Los intercambiadores de calor entre las sales fundidas y el agua

del ciclo no serán tratados en detalle en apartados posteriores, como sí lo serán otros elementos del ciclo termodinámico.

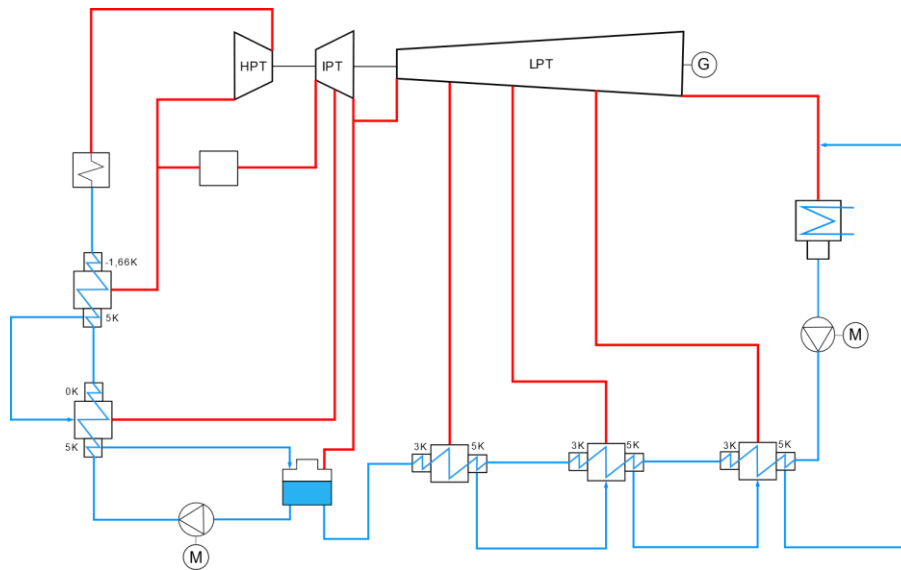


Fig. 4.11: Configuración ciclo termodinámico empleado.

La simplificación más notable realizada en este apartado es, como se ha explicado brevemente en la Sección 4.4, el redondeo a dos decimales del gasto másico de agua en la primera “caja” (precalentar, evaporador y sobrecalentador). Este redondeo se debe nuevamente a las limitaciones de la versión gratuita de la herramienta Thermoflow para el cálculo del ciclo termodinámico. En la sección mencionada se ha obtenido que la máxima generación anual de energía neta se consigue para una potencia de la turbina de 14,406 MW, que se corresponde con un gasto másico de 11,10768421 kg/s en estos intercambiadores de calor. Sin embargo, debido a la simplificación mencionada, el gasto másico se ve modificado a 11,11 kg/s, suponiendo una potencia de la turbina de 14,409 MW. Como se ha podido comprobar en la simulación del funcionamiento de la central para distintas potencias (Sección 4.4) y más concretamente en la Tabla 4.6, esta ligera modificación en el gasto másico del ciclo da lugar a una producción anual neta de tan sólo 2,6983 MWh menos que en el caso óptimo. Teniendo en cuenta las numerosas simplificaciones realizadas en los cálculos y la diferencia tan reducida en el resultado final debido a este redondeo, se considera más que aceptable dicha simplificación. Así, la potencia de la turbina y su correspondiente gasto másico utilizados para el diseño del ciclo termodinámico y las secciones posteriores de este proyecto serán de 14,409 MW y 11,11 kg/s, respectivamente.

Por otro lado, en esta configuración las extracciones se dirigen a los distintos intercambiadores de calor para mejorar la eficiencia del ciclo. Todos estos intercambiadores de calor son cerrados o de superficie (closed Feedwater Heaters) excepto aquel colocado a una presión intermedia, que es un Feedwater Heater abierto o Desaireador. En cuanto a los intercambiadores cerrados (cFWHs), estos se numerarán en

sentido opuesto a la circulación de la corriente principal de agua, es decir, desde el sistema de generación de vapor hasta el condensador. Además, a la salida de estos intercambiadores, las extracciones (llamadas purgas) son expandidas isoentálpicamente y dirigidas hacia el siguiente cFWH para el aprovechamiento del resto de la energía que poseen. Finalmente, las purgas son mezcladas con el flujo principal en el mezclador situado tras el condensador o en el desgasificador.

Los valores empleados en el ciclo termodinámico se pueden ver reflejados en la Tabla 4.7 expuesta a continuación:

TABLA 4.7: CONDICIONES ALCANZADAS EN EL CICLO TERMODINÁMICO. [55], [59] Y [60]

Variable	Valor numérico
<b>Temperatura tras el sobrecalentador</b>	540 °C
<b>Temperatura de recalentamiento</b>	540 °C
<b>Temperatura de condensación</b>	40 °C
<b>Presión máxima del ciclo</b>	135 bar
<b>Presión de extracción 1 (Recalentamiento)</b>	30 bar
<b>Presión de extracción 2</b>	23 bar
<b>Presión de extracción 3</b>	10 bar
<b>Presión de extracción 4</b>	4,3 bar
<b>Presión de extracción 5</b>	1,4 bar
<b>Presión de extracción 6</b>	0,3 bar
<b>DCA cFWHs</b>	5 K
<b>TTD cFWH 1</b>	-1,66 K
<b>TTD cFWH 2</b>	0 K
<b>TTD cFWHs 3, 4 y 5</b>	3 K

Como ya se ha comentado anteriormente, la temperatura máxima alcanzada en el sistema de captación viene determinada por los materiales de este, pero también por el fluido caloportador empleado. Al utilizar sales fundidas la temperatura máxima permitida para prevenir la descomposición de estas es de unos 565 °C (temperatura del depósito caliente), mientras que la mínima permitida con el fin de evitar la solidificación es de 290 °C aproximadamente (temperatura del depósito frío). Así, el valor máximo de la temperatura del vapor se sitúa en torno a los 540 °C estipulados, y la temperatura de entrada del agua al sistema de generación de calor (entrada del precalentador) ha de ser inferior a los 290°C indicados, para permitir la correcta transferencia de calor. Los valores de las condiciones máximas en el ciclo y de recalentamiento han sido extraídas de distintas fuentes bibliográficas, mientras que el resto de las variables se han fijado en función de las recomendaciones obtenidas por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid. Las abreviaciones DCA o Drain Cooler Approach y



TTD o Terminal Temperature Difference serán explicadas en detalle en el apartado dedicado al dimensionado de los cFWHs (Sección 5.1).

A modo de simplificación, en este cálculo del ciclo termodinámico no se tendrán en cuenta pérdidas mecánicas o consumos auxiliares y se considerarán los rendimientos de los motores y del generador del 100% (Potencia térmica = Potencia eléctrica). Sin embargo, se adoptarán valores razonables para los rendimientos isentrópicos de las bombas y los distintos cuerpos de turbina, expuestos en la Tabla 4.8, al afectar a los distintos puntos del ciclo. También, se asumirá una penalización en la eficiencia de los distintos cuerpos de turbinado (Baumann coefficient) a títulos reducidos de vapor (Wilson line). Finalmente, se supondrán todos los intercambiadores isobáricos y se despreciarán la variación de la energía potencial en los distintos puntos.

TABLA 4.8: VALORES POR DEFECTO EFICIENCIAS THERMOFLOW.

Equipo	Variable	Valor numérico
Grupo de bombeo	Rendimiento isentrópico	85 %
Cuerpos de turbina	Rendimiento isentrópico	85 %
	Título de condensación (Wilson line)	0.97
	Penalización a la eficiencia por humedad (Baumann coefficient)	0.72

Como se ha mencionado previamente, para obtener el funcionamiento del ciclo se emplea el programa informático Thermoflow en el que se dispone la configuración elegida (Figuras 3.20 4.10) y luego se introducen las condiciones de funcionamiento deseadas (Tablas 4.7 y 4.8). Para averiguar el gasto másico en función de la potencia de la turbina (como se ha hecho previamente en la Tabla 4.6) es necesario realizar una pequeña iteración, donde inicialmente se añade un gasto másico cualquiera ( $m_{ini}$ ) para alcanzar unos primeros resultados. Una vez conseguidos estos resultados iniciales, basta con sustituir los valores correspondientes en la Ecuación 4.8 para hallar el gasto másico deseado en el sistema de generación de vapor.

$$m_{dis} = m_{ini} \frac{Q_{dis}}{Q_{ini}} \quad (4.8)$$

Donde  $m_{dis}$  es el gasto másico en el punto de diseño,  $Q_{ini}$  es la potencia térmica que se ha de aportar en el caso inicial y  $Q_{dis}$  se refiere a la potencia térmica obtenida de la optimización del sistema de captación y almacenamiento.

Los resultados logrados se pueden ver reflejados en la Tabla 4.9:

TABLA 4.9: RESUMEN RESULTADOS FUNCIONAMIENTO CICLO A PLENA CARGA.

Variable	Valor numérico
Gasto másico	$m_{dis} = 11,11 \text{ kg/s}$
Extracción 1	$x_1 = 3,490 \%$
Extracción 2	$x_2 = 5,992 \%$
Extracción 3	$x_3 = 5,362 \%$
Extracción 4	$x_4 = 5,203 \%$
Extracción 5	$x_5 = 5,350 \%$
Extracción 6	$x_6 = 3,380\%$
Potencia térmica aportada en el Sistema de Generación de Vapor (Excluyendo RH)	$Q_{SGV} = 26882 \text{ kW}$
Potencia térmica aportada en el Recalentador (RH)	$Q_{RH} = 5234 \text{ kW}$
Potencia obtenida en la Turbina de alta y media presión	$W_{Turb\_alta/media} = 7399 \text{ kW}$
Potencia obtenida en la Turbina de baja presión	$W_{Turb\_baja} = 7010 \text{ kW}$
Potencia consumida en la Bomba de alimentación	$W_{Bomb\_alta} = 184,2 \text{ kW}$
Potencia consumida en la Bomba de condensado	$W_{Bomb\_baja} = 11,13 \text{ kW}$
Potencia térmica expulsada en el Condensador	$Q_{Cond} = 17903 \text{ kW}$

Gracias a estos resultados se pueden calcular el rendimiento neto y bruto del ciclo termodinámico, que se han empleado en las Secciones 4.3 y 4.4 previas para la determinación del óptimo.

$$\eta_{neto} = \frac{W_{Turb\_alta/media} + W_{Turb\_baja} - W_{Bomb\_alta} - W_{Bomb\_baja}}{Q_{SGV} + Q_{RH}} \times 100 = 44,2573\%$$

$$\eta_{neto} = \frac{W_{Turb\_alta/media} + W_{Turb\_baja}}{Q_{SGV} + Q_{RH}} \times 100 = 44,8655\%$$

Siendo la potencia total de la turbina:

$$W_{Turb} = W_{Turb\_alta/media} + W_{Turb\_baja} = 14409 \text{ kW}$$

Nuevamente, este valor es muy cercano al óptimo obtenido en la sección mencionada previamente (14406 MW) pero ligeramente superior debido al redondeo impuesto por el Thermoflow sobre el gasto másico en los intercambiadores de calor con las sales fundidas.

Los resultados alcanzados para todos los puntos del ciclo termodinámico de la central realizada se encuentran adjuntos en el ANEXO A (Fig. A.1).

Fuentes consultadas: [48], [49], [55], [59] y [60]

#### 4.6 Funcionamiento anual de la central:

Como se ha explicado, el punto de funcionamiento final difiere de forma casi imperceptible del óptimo hallado en las simulaciones de este mismo capítulo (Figura 4.8). En comparación con este caso óptimo (14,406 MW de potencia de la turbina), se obtiene una producción neta anual de energía menor en 2,6983 MWh (menos de un 0,003%), con un valor anual de 96269,3462 MWh para el diseño final frente a 96272,0445 MWh en el óptimo. Por otro lado, para la turbina de 14,406 MW se logra una producción a plena carga durante 6627,50337 horas al año, que supone una diferencia de una hora y media con respecto a las 6625,96275 alcanzadas para el diseño final. De esta forma, se puede concluir que el punto de diseño final es más que correcto al conseguir unos resultados casi idénticos a la potencia de la turbina óptima.

La simulación anual de generación para el caso final, con la potencia de la turbina (14,409 MW) y su correspondiente gasto másico (11,11 kg/s) hallado tras el redondeo en el ThermoFlow de este último en la Sección 4.5, se encuentra expuesta en el ANEXO A (Tabla A.3). Para el diseño final de la central se ha obtenido un almacenamiento recomendado de unos 429,404 MWh o 3706,678 toneladas de sales fundidas Solar Salt. Este nivel de almacenamiento se traduce en una capacidad de producción a plena carga independiente del recurso solar de aproximadamente 13 horas, teniendo en cuenta los 32,116 MWh térmicos consumidos por hora para dicho punto de operación, y las pérdidas en los depósitos simuladas según el modelo empleado. El tamaño del tanque de mayor temperatura (565°C) ha de poseer una altura y un diámetro de 13,971 metros, dando lugar a una superficie exterior de 919,807 m<sup>2</sup> y un volumen de 2.141,771 m<sup>3</sup>. Mientras tanto, el almacenamiento de menor temperatura (290°C) para el punto de diseño posee capacidad para 1945,093 m<sup>3</sup> de sales fundidas, suponiendo unas dimensiones (diámetro y altura del depósito) de 13,530 metros y un área exterior de 862,626 m<sup>2</sup>. Para estas dimensiones del almacenamiento, se estiman unas pérdidas máximas en el tanque caliente y en el frío de 197,093 kWh y 85,020 kWh respectivamente, que suponen un 0,046% de pérdidas en el primer depósito con respecto a la máxima energía almacenada. Como se ha podido comprobar a través de los resultados alcanzados para la simulación, estas pérdidas son despreciables en comparación con la energía almacenada, alcanzándose por lo tanto el punto óptimo para la potencia de la turbina que, sin desperdiciar energía (excedentes), posee un almacenamiento del mayor tamaño posible.

Los resultados más importantes de la simulación para el punto de diseño final se encuentran resumidos en la Tabla 4.10 a continuación, en los que se refleja como varía la producción neta de energía y las horas de funcionamiento a plena carga de la central al largo del año para cada día típico del mes.

TABLA 4.10: RESUMEN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS PARA LA SIMULACIÓN FINAL.

Mes	Energía irradiada (MWh)	Energía térmica útil por día (MWh)	Energía eléctrica neta media generada por día (MWh)	Horas a plena carga por día	Rendimiento medio de la central (%)	Rendimiento medio del sistema de captación (%)
1	1427.5	422.5	186.6	12.1	13.1	29.6
2	1745.6	541.9	235.5	16.5	13.5	31.0
3	1834.3	598.9	262.8	17.7	14.3	32.7
4	2100.5	706.2	307.1	21.5	14.6	33.6
5	2215.2	735.6	321.1	22.2	14.5	33.2
6	1963.8	647.6	282.2	19.0	14.4	33.0
7	2219.3	772.9	339.2	23.9	15.3	34.8
8	2140.5	734.3	321.7	22.5	15.0	34.3
9	1959.6	663.9	293.3	20.6	15.0	33.9
10	1532.6	480.7	211.1	14.5	13.8	31.4
11	1551.7	472.6	205.1	13.4	13.2	30.5
12	1562.1	453.2	197.7	13.8	12.7	29.0
Anual	677018.4	220024.5	96269.3	6626.0	14.1	32.25

Según la distribución de las horas media por día con funcionamiento a plena carga, se puede asumir como satisfactoria la estabilidad conseguida para la producción a lo largo de todo año. Se ha conseguido, gracias al correcto dimensionado de la potencia de la turbina y el almacenamiento de la central, un total de aproximadamente 6.626 horas anuales con funcionamiento a plena carga del ciclo termodinámico, lo que supone un 75,64% de las horas totales del año. Además, a pesar de no reflejarse en la Tabla 4.10, se ha determinado que la central se encuentra en funcionamiento durante 7.166 horas al año (81,804%), incluyendo cargas parciales. Quizás uno de los resultados más destacables es la producción casi continua alcanzada para el mes de julio. Este funcionamiento prácticamente constante a plena carga se debe a un adecuado dimensionado según la Suposición 7 de la Sección 4.3. La ligera diferencia con las 24 horas del día se debe a dos factores: las horas al principio del mes y el redondeo en la potencia. El primer día del mes, al estar precedido por un día típico menos energético, la producción entre las 4 y las 8 de la mañana es nula, suponiendo así tan sólo 19,958 horas de funcionamiento a plena carga frente a las 23,988 horas en el resto de los días del mismo mes. Por otro lado, los 43,2 segundos o 0,012 horas completamente despreciables que le faltan al resto de días de este mes para alcanzar la producción plena durante todas las horas del día, se deben al redondeo realizado en la potencia de la turbina frente al óptimo.

Gracias a la configuración seleccionada, se ha conseguido un funcionamiento casi constante a plena carga en los meses centrales del año, con más de 20 horas bajo este

régimen para los meses desde abril hasta septiembre (ambos incluidos) exceptuando el mes de junio. La irradiación normal directa para este último mes (junio) es anormalmente baja si se considera la tendencia marcada por el resto del año, lo que se atribuye al hecho de haber empleado como datos un año meteorológico típico con dicho defecto. Sin embargo, como ya se ha explicado previamente en la Sección 4.1, dicha anomalía se atribuye a fenómenos medioambientales como la calima o grandes precipitaciones, considerándose por lo tanto como correctos los resultados alcanzados. Para los meses restantes, principio y fin de año, se consigue en todos los casos un funcionamiento a régimen completo del ciclo termodinámico de más de la mitad del día o 12 horas. Teniendo en cuenta la menor irradiación y altura solar en estos días, se puede asumir como más que correcta la estabilidad alcanzada para la producción.

El funcionamiento a plena carga durante la gran mayoría de las horas del año supone que se consiga una energía neta anual suministrada a la red de 96.269,3462 MWh. Consiguientemente, el Factor de capacidad o la comparación porcentual entre la energía neta producida y aquella que se lograría con una operación en régimen idóneo ininterrumpidamente durante todo el año es de un 77,32%. Este valor refleja nuevamente la gran estabilidad en la producción que logra la correcta elección del almacenamiento, alcanzándose normalmente un Factor de capacidad para otras renovables como la eólica o la fotovoltaica de 30% y 20% respectivamente. Con el diseño propuesto se conseguiría un funcionamiento casi continuo a plena carga para el mes de mayor irradiación al generarse 339,163 MWh al día, mientras tanto el máximo alcanzable con la turbina (14,409 MW) y teniendo en cuenta el consumo de las bombas es de 341,128MWh. La diferencia entre ambos valores se atribuye a los fenómenos citados previamente para las horas de funcionamiento en dicho mes. Mientras tanto, como es lógico, el resto de los meses consiguen una producción neta de energía menor, siendo nuevamente los valores conseguidos en los meses centrales mayores que aquellos del resto del año. Como se ha mencionado en la Sección 4.1, Fuerteventura posee un consumo base de unos 50 MW a lo largo de todo el año, por lo que los resultados alcanzados se adaptan perfectamente al patrón de consumo de la región. Se podría incluso instalar hasta dos centrales más según el diseño basado en la central Gemasolar para cubrir la demanda base en Fuerteventura.

Se ha comprobado previamente en la Tabla 4.3 de la Sección 4.2 como, a pesar de existir un fenómeno de pérdidas a tener en cuenta generado por el viento, el rendimiento del sistema de captación se ve particularmente afectado por la altura solar a lo largo del día. Debido a la latitud reducida del emplazamiento seleccionado en Fuerteventura, se consiguen unos rendimientos bastante superiores a los previstos para una central situada en el continente de este sistema tan importante. Sin embargo, el sistema de captación es aquel con menor rendimiento de la central al alcanzar una media anual de un 32,2498% si se compara la energía útil final y aquella irradiada en un área de 303828,25 m<sup>2</sup> (equivalente a la superficie reflectiva total de los 2626 heliostatos). Una gran altura solar es crucial para el óptimo funcionamiento debido al efecto coseno, los bloqueos y las sombras, que se suelen dar a principios y finales del día, especialmente en los meses primeros y últimos meses del año. Este fenómeno se puede comprobar en la simulación realizada si se compara los resultados para julio, mes central del año que supone el

máximo rendimiento del sistema de captación (34,8254%), y diciembre, que posee el menor valor de todos ellos (29,0113%) al ser el último mes del año.

A pesar de no encontrarse expuesto en la Tabla 4.10, se ha comprobado a través de dicha simulación como el rendimiento conjunto del sistema de almacenamiento y del ciclo termodinámico es de  $43,755 \pm 0,420\%$ . Al ser la eficiencia neta del ciclo termodinámico a plena carga de un 44,2573%, se obtiene que el rendimiento anual del sistema de almacenamiento es superior al 98,058%. Este valor es claramente elevado, sobre todo si se tiene en cuenta el rendimiento medio total de las instalaciones es de un 14,1116%. En consecuencia, se puede garantizar la validez de las suposiciones realizadas en los cálculos al ser la eficiencia del almacenamiento extremadamente elevado, suponiendo unas pérdidas en este sistema casi despreciables en comparación con la energía almacenada y aquella producida finalmente.

TABLA 4.11: COMPARACIÓN ENTRE GEMASOLAR Y LA CENTRAL DISEÑADA. [66]

Valor característico	Gemasolar	Diseño propio
Número de heliostatos	2650	2626
Potencia de la turbina (MW)	19,9	14,409
Electricidad neta producida (GWh/año)	80	96,27
Capacidad de almacenamiento (horas de funcionamiento a plena carga)	15	13
Horas anuales de funcionamiento	4565	7166
Factor de capacidad (%)	55	77,32

A través de la Tabla 4.11 se aprecia la comparación de varios valores característicos de la central diseñada y Gemasolar. El diseño de la planta a partir de los datos recogidos de dichas instalaciones en la Sección 4.2 supone que la comparación entre ambos sea razonadamente significativa. De esta manera, se puede apreciar el número casi igual de heliostatos encontrados en el campo solar que, como se comentó en la sección mencionada, arrojaba un valor de 2651 para la simulación de la central situada en Sevilla. Gracias a la Figura 4.3 de la Sección 4.1 se ha comprobado como los meses centrales del año poseen una mayor energía en el emplazamiento de Gemasolar que aquel de Fuerteventura seleccionado, siendo la energía para el mes de julio (mayor nivel de DNI en ambos casos) de 8.935 y 7.045 Wh/m<sup>2</sup>·día, respectivamente. En la Sección 4.4 se ha estipulado que la potencia de la turbina se dimensiona para dos días consecutivos del mes de más energía útil, traduciéndose una mayor energía disponible y en un tamaño de la turbina superior. De esta forma, según los datos de irradiación normal directa mencionados es completamente comprensible la mayor potencia de la turbina obtenida para el caso de Gemasolar que aquella alcanzada en este proyecto.

Por último, las horas de funcionamiento (7.166h frente a 4.565h) y producción anual (96,27 MWh frente a 80 MWh) en la central diseñada se justifican principalmente a través

de la mayor energía irradiada a lo largo de todo el año en el emplazamiento seleccionado, siendo esta 2228,3 Wh/m<sup>2</sup> para Fuerteventura y 2168,2 Wh/m<sup>2</sup> para Sevilla. Como es obvio, una mayor energía anual en el emplazamiento se traduce a su vez en una cantidad de energía útil superior y finalmente en una mejor producción de electricidad. Por otro lado, la gran estabilidad en los niveles de irradiación en la localización elegida frente al caso de Gemasolar (Figura 4.3) supone adecuar mejor la potencia de la turbina, funcionando a cargas completas una mayor cantidad de tiempo y, por lo tanto, lograr rendimientos de la central superiores o más energía producida anualmente. Este fenómeno se corrobora principalmente a través del Factor de capacidad, en torno a un 22,32% superior para las instalaciones propuestas. Finalmente, como se ha corroborado previamente, la menor latitud de la central diseñada es un factor sumamente diferencial que ayuda a alcanzar una producción superior gracias una menor influencia de fenómenos como el efecto coseno sobre el rendimiento del campo solar.

## CAPÍTULO 5: DIMENSIONADO DE EQUIPOS TERMODINÁMICOS

Tras haber determinado el valor óptimo para la potencia de la turbina en el emplazamiento seleccionado se ha definido el funcionamiento del ciclo termodinámico empleado la central de generación de potencia. Una vez obtenida la configuración del ciclo y las condiciones en cada punto para su funcionamiento a plena carga se puede ahora dimensionar los distintos componentes que lo forman. En este capítulo se empezará calculando en la Sección 5.1 las características de los cinco Feedwater Heaters cerrados o cFWHs del ciclo termodinámico propuesto previamente (Sección 4.5). Una vez terminado el dimensionado de estos intercambiadores de calor de superficie se tratará el sistema de refrigeración. Esta segunda sección del capítulo estará compuesta a su vez por dos apartados dedicados al cálculo de los distintos equipos que componen a este sistema: Condensador (Sección 5.2.A) y Torre de refrigeración (Sección 5.2.B).

### 5.1 Dimensionado de Feedwater Heaters cerrados:

Los Feedwater Heaters cerrados empleados típicamente en las centrales de producción de potencia poseen una configuración tubo-carcasa con un paso por carcasa y un tubo en forma de U (dos pasos por tubo). Como se observa en la Figura 5.1, por el interior de los tubos circula el agua del ciclo, a la que se quiere elevar la temperatura, mientras que por el lado de la carcasa circula el vapor extraído del cuerpo de turbinado y las purgas de los intercambiadores anteriores, que ceden parte de su energía al circular por el intercambiador.

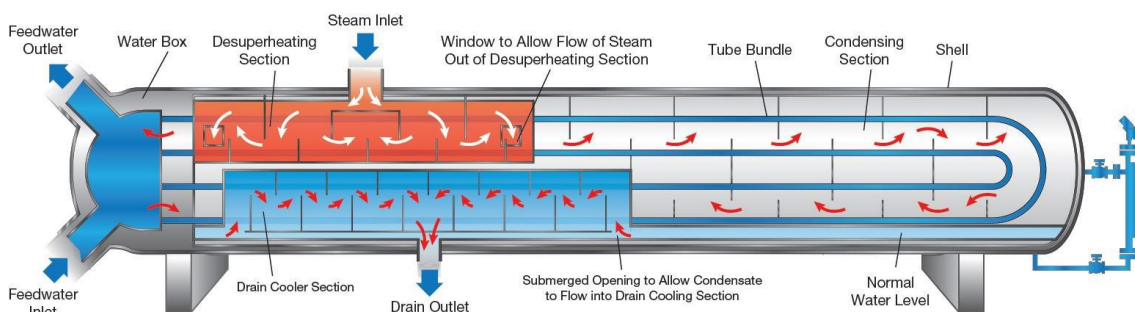


Fig. 5.1: Esquema flujos y zonas del cFWH. [48]

El fluido que circula por el lado de la carcasa (extracciones y purgas/drenaje de otros intercambiadores) se encuentra en estado de vapor sobrecalentado o saturado y cede calor al agua de los tubos que cambia de fase hasta alcanzar el estado de líquido subenfriado o saturado. De esta forma, la densidad del fluido por el lado de la carcasa pasa de ser en torno a la unidad (vapor sobrecalentado) a ser mil veces mayor (densidad aproximada del agua). Para evitar problemas de puntos calientes y garantizar la correcta circulación del fluido se colocan baffles del lado de la carcasa. Estos sirven tanto para regular la velocidad del fluido mediante su espaciamiento, como para aumentar el recorrido del



fluido y garantizar una mejor transferencia de la energía. Por lo tanto, el lado de la carcasa de estos elementos se puede dividir en tres partes en función del estado del fluido. Como ya se ha mencionado, al entrar en estado de vapor sobrecalentado la primera zona, llamada zona de Desrecalentamiento o De-superheating zone (DSH), encargada de reducir la temperatura hasta un punto cercano a la de condensación. La segunda zona, llamada zona de Condensación o Condensing zone (C), es la más importante ya que, al ser la entalpía de cambio de fase mucho mayor que su calor específico, es la región donde se transfiere la mayoría del calor. Antes de salir del cFWH el vapor ya condensado atraviesa la zona de Subenfriamiento o Subcooling zone (DC) que, como su nombre indica, enfría el fluido de la carcasa por debajo de su temperatura de saturación. Estas tres zonas diferenciadas en función del estado del vapor por el lado de la carcasa se encuentran claramente definidas en la Figura 5.2.

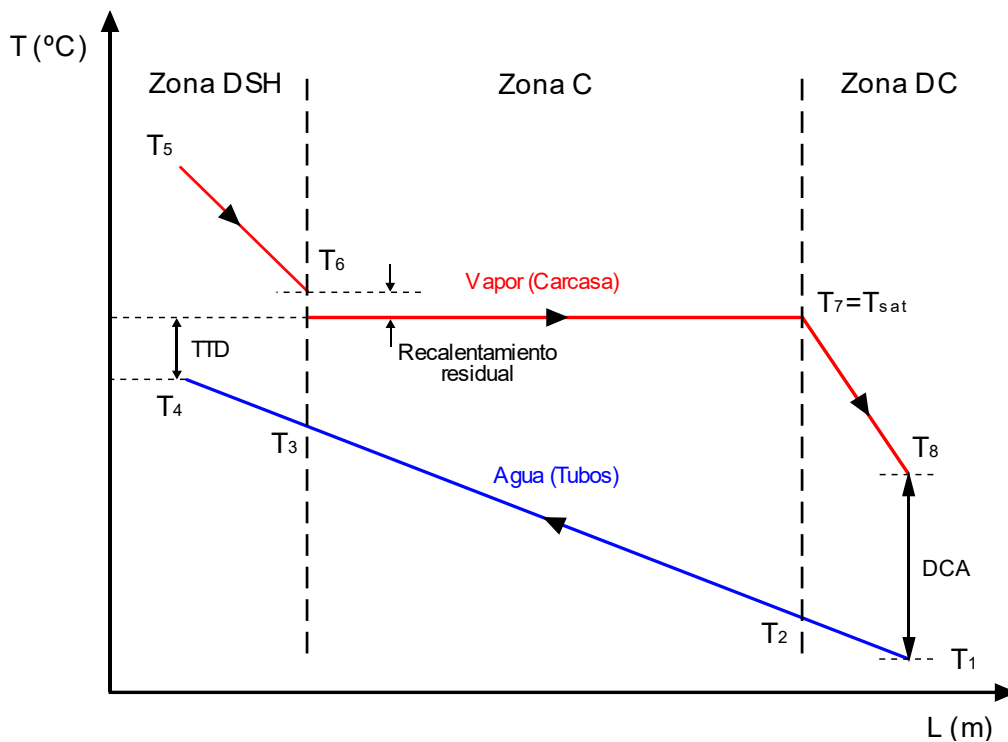


Fig. 5.2: Evolución de la temperatura en ambos flujos dentro del cFWH.

En esta misma figura también aparecen resaltados tres conceptos: DCA, TTD y Recalentamiento residual. El DCA, del inglés Design Cooler Approach, se define como la diferencia existente en el intercambiador entre la temperatura a la salida del fluido por el lado de la carcasa y la de entrada del agua por los tubos. En consecuencia, según la nomenclatura de la Figura 5.2 y que se mantendrá en la fase de cálculos:  $DCA = T_8 - T_1$ . Asimismo, la TTD, del inglés Terminal Temperature Difference, se define como la diferencia entre la temperatura de saturación del fluido del lado de la carcasa y aquella a la salida del agua que circula por lo tubo, o según la nomenclatura:  $TTD = T_{sat} - T_4$ . Por último, en la figura en cuestión se define un valor llamado Recalentamiento residual, cuya razón de ser es evitar la condensación del vapor en la zona de Desrecalentamiento, que

suele acarrear serias consecuencias sobre los materiales usados. El material puede ser dañado al estar la distancia entre baffles ajustada para la densidad de vapor, mucho menor que la del líquido. Sin embargo, al condensarse antes de tiempo las gotas, que poseen una alta velocidad, impactan contra los tubos de manera brusca. Para evitar este fenómeno se deja siempre un margen de seguridad, denominado Recalentamiento residual, manteniendo la temperatura de la superficie externa de los tubos algo por encima de la de saturación.

Para el dimensionado de los intercambiadores de calor se emplearán los datos visibles en la Tabla 5.1, cuyos datos han sido proporcionados por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

TABLA 5.1: DATOS PARA EL DISEÑO DE cFWH.

Variable	Valor numérico
Velocidad media del fluido en los tubos	$u_m = 1,685 \text{ m/s}$
Diámetro externo del tubo	$D_o = 15,9 \text{ mm}$
Espesor de los tubos	$e_t = 1,245 \text{ mm}$
Distancia entre tubos (Pitch)	$P_t = 21,43 \text{ mm}$
Número de pasos por tubo	$N_{p\_t} = 2$
Conductividad de los tubos	$k_{tub} = 27,7 \frac{W}{m \cdot K}$
Espaciado baffles DSH	$L_{b\_DSH} = 0,24 \text{ m}$
Espaciado baffles DC	$L_{b\_DC} = 69,9 \text{ mm}$
Espaciado baffles C	$L_{b\_C} = 1 \text{ m}$
Factor de ensuciamiento de los tubos	$FE_t = 0,0352 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DSH	$FE_{s\_DSH} = 0,0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DC	$FE_{s\_DC} = 0,0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa C	$FE_{s\_C} = 0 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Además de los datos proporcionados en la Tabla 5.1 se ha de recordar aquellos expuestos anteriormente en la Sección 4.5, cuyos resultados para la TTD y el DCA se encuentran resumidos en la Tabla 5.2 a continuación. Para el dimensionado de los intercambiadores de calor se asumirán unas pérdidas con el entorno y pérdidas de carga despreciables, un calor específico del agua constante, un coeficiente de transferencia de calor constante en cada zona y una temperatura uniforme en la dirección del flujo.

TABLA 5.2: DATOS TTD Y DCA CFWHS.

Variable	Valor numérico
DCA cFWHs	5 K
TTD cFWH 1	-1,66 K
TTD cFWH 2	0 K
TTD cFWHs 3, 4 y 5	3 K

A modo de ejemplo, se expondrá el método de cálculo del cFWH 2, es decir, el segundo partiendo desde el sistema de generación de vapor. Como se verá, se ha elegido este intercambiador de calor porque posee todas las zonas y recirculación de las purgas o drenajes del cFWH 1. Los datos para este intercambiador de calor de superficie se encuentran presentados en la Tabla 5.3:

TABLA 5.3: CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL cFWH2.

Corriente	Variable	Valor Numérico
<b>Agua</b>	Gasto másico	$m_w = 11,11 \text{ kg/s}$
	Temperatura a la entrada	$T_1 = 182,2 \text{ °C}$
	Temperatura a la salida	$T_4 = 219,6 \text{ °C}$
	Presión	$p_w = 135 \text{ bar}$
<b>Vapor</b>	Gasto másico	$m_v = 0,6658 \text{ kg/s}$
	Temperatura a la entrada	$T_5 = 500,3 \text{ °C}$
	Presión	$p_v = 23 \text{ bar}$
<b>Drenaje o Purga</b>	Gasto másico	$m_d = 0,3877 \text{ kg/s}$
	Temperatura a la salida del cFWH 1	$T_{salida} = 224,6 \text{ °C}$
	Presión a la salida del cFWH 1	$p_{salida} = 30 \text{ bar}$

Para los cálculos a continuación se ha utilizado la herramienta informática PTC Matchad en conjunto con la extensión CoolProp. Este último es una base de datos con propiedades de un gran número de sustancias a distintas condiciones y que será empleada para obtener las propiedades del agua.

Por lo tanto, se ha de resolver un problema de diseño donde se usará el Método de la diferencia logarítmica media. La ecuación que rige la transferencia de calor para este caso ( $Q=UA\Delta T$ ) necesita de un coeficiente de transferencia de calor constante para que sea posible resolver dicho problema. Por este motivo, se divide el FWH en tres zonas diferenciadas (DSH, C y DC), cada una de ellas con su respectivo valor de transmitancia térmica, incremento de temperatura logarítmico medio, calor transferido y, por ende, con su propia área, que definirá las dimensiones del cFWH.

Es importante destacar que a medida que cambia la temperatura varían las propiedades del agua, suponiendo una dificultad añadida al problema. Esto se resolverá obteniendo siempre las propiedades mediante la herramienta CoolProp a la temperatura media en cada zona y suponiéndola constante para toda ella. Por otro lado, para la simplicidad en la notación se denota el gasto másico con la letra  $m$  únicamente, frente a  $\dot{m}$  empleada normalmente.

#### Paso 0- Cálculos previos:

Al saber el DCA, la TTD y las temperaturas de entrada y salida del agua se puede hallar la temperatura de salida del agua y la temperatura de saturación del vapor:

$$T_8 = T_1 + DCA = 187,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sat} = T_7 = T_4 + TTD = 219,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La velocidad media en los tubos, el diámetro de los tubos, y el gasto másico total de agua en el cFWH son conocidas. En consecuencia, se calculará el número de tubos en el intercambiador evaluando la densidad del agua a la temperatura media entre la entrada y la salida, y redondeando el resultado hacia arriba:

$$D_i = D_o - 2e_t = 13.41 \text{ mm}$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_i^2$$

$$m_t = u_m \rho_{m_t} A_t = 0.208 \text{ kg/s}$$

$$N_t = \frac{m_w}{m_t} = 54$$

Una vez obtenido el número de tubos, el paso siguiente es definir las propiedades del drenaje del cFWH anterior a la entrada del que se está dimensionando.

Primero se obtiene la entalpía del drenaje a la salida del cFWH anterior con la ayuda del CoolProp:

$$i_d = 965 \text{ kJ/kg}$$

Se sabe que la expansión que ocurre entre la salida del drenaje del FWH anterior y la entrada del drenaje al siguiente FWH es isoentálpica y que se realiza hasta la presión de vapor del FWH al que la estamos introduciendo (de  $p_{salida}$  a  $p_v$ ). Debido a esto, se hallan las propiedades del drenaje a la entrada del FWH que se desean calcular:

$$x_d = 0.013 \quad ; \quad T_d = 219,557 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se puede ver, gracias al correcto diseño del ciclo, el título obtenido es muy bajo y la temperatura del drenaje a la entrada muy parecida a la de saturación. A pesar de tener una pequeña parte de vapor, se considera que el drenaje del cFWH anterior se introduce en el que se está dimensionando al principio de la zona de subenfriamiento o al final de la de condensación. En consecuencia, al suponer un estado de líquido saturado a la entrada del cFWH, el poseer purga o no únicamente afectará a la zona DC. Por lo tanto, la

diferencia en el método de cálculo de los cFWH 1 y 3, aquellos sin drenajes de otros intercambiadores, y aquel empleado para el resto de los Feedwater Heaters es muy pequeña.

Una vez conseguidos los resultados previos, se empezará estudiando la zona de Desrecalentamiento (DSH) para hallar las temperaturas de salida del vapor y del agua de esta región, además de estimar la temperatura superficial de los tubos en dicho punto. Tras una breve comprobación para asegurarse que no hay riesgo de que se seque la pared del tubo (Dry-wall) a la salida de la zona DSH, se concluirá la primera parte del procedimiento obteniendo la distribución de temperatura y el calor intercambiado en cada zona.

Paso 1.1- Determinación de la temperatura de salida del vapor en la zona DSH ( $T_6$ ) y de la temperatura de entrada del agua a la zona DSH ( $T_3$ ):

Para averiguar estas temperaturas se ha de obtener primero los coeficientes de transferencia de calor del lado de los tubos y de la carcasa en la zona de Desrecalentamiento. Una vez alcanzados ambos valores se podrá calcular la transmitancia térmica y averiguar la temperatura del vapor a la salida de la zona DSH.

Para definir las propiedades del vapor y del agua en esta zona del cFWH es necesario conocer las temperaturas de entrada y de salida de cada uno en esta parte. Esto se debe a que las propiedades de ambos se evalúan a una temperatura de película definida como la media de estas dos. En consecuencia, para averiguar las temperaturas se necesita conocerlas de antemano para obtener las propiedades de los fluidos. Esto supone una dificultad añadida pero que es posible resolver iterando para hallar las temperaturas que se buscan hasta que el resultado no varí (convergencia del resultado).

Se empezará iterando tomando las propiedades del vapor a una temperatura de película como una media entre la temperatura de saturación ( $T_{sat}$ ) y la temperatura de entrada ( $T_5$ ). Para el agua se comenzará iterando tomando las propiedades a una temperatura de película como una media entre la temperatura de salida de la zona DSH ( $T_4$ ) y la temperatura de entrada a la zona C ( $T_2$ ).

Esta última temperatura no se conoce, pero es posible calcularla a partir del balance de energía en la zona DC del cFWH. Para ello se obtiene primero el calor cedido por el lado de la carcasa en la zona DC de la que sí se conocen todas las temperaturas, evaluando siempre las propiedades a la temperatura media entre la entrada y la salida.

$$Q_{DC} = (m_v + m_d) C_{p\_s\_DC} (T_7 - T_8) = 153,9 \text{ kW}$$

Para averiguar la temperatura del agua a la entrada de la zona de Condensación o a la salida de la zona de Desrecalentamiento se resuelve el equilibrio termodinámico en la zona DC. Se obtiene la entalpía a la entrada del agua en el FWH para luego hallar con este valor la entalpía a la salida de la zona DC.

$$i_2 = i_1 + \frac{Q_{DC}}{m_w} = 793 \text{ kJ/kg}$$

A seguir, se obtiene la temperatura deseada utilizando el Coolprop:

$$T_2 = 185,374 \text{ }^\circ\text{C}$$

En este punto se puede comenzar el proceso de cálculo al poseer todas las propiedades previas necesarias. Como ya se ha explicado, en una primera iteración al no conocerse  $T_3$  y  $T_6$  se supondrán similares a  $T_2$  y  $T_{sat}$ , respectivamente. Sin embargo, en esta explicación del método se calculará únicamente la última iteración, comprobando que el resultado supuesto inicialmente coincide con el obtenido al final. De este modo, las temperaturas supuestas en esta iteración final son:

$$T_3 = 213,487 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad T_6 = 295,6562 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_{t\_DSH}$ ):

Al tratarse de un flujo interno, para determinar el coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ) se utiliza la correlación de Dittus-Boelter. Previamente se ha debido comprobar que tanto el Prandtl como el Reynolds se encuentran dentro de los márgenes aceptables por esta correlación ( $0,7 \leq Pr_t \leq 160$  y  $10000 \leq Re_t$ ). Además, se supone cierta la condición de que el largo de los tubos sea 10 veces mayor que el diámetro, lo cual se ha de comprobar al final.

$$Nu_{t\_DSH} = 0,023 Re_{t\_DSH}^{0,8} Pr_{t\_DSH}^{0,4}$$

$$h_{t\_DSH} = \frac{Nu_{t\_DSH} k_{t\_DSH}}{D_i} = 14940 \frac{W}{K m^2}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_{s\_DSH}$ ):

Para calcular el coeficiente convectivo ( $h_s$ ) se emplea el Método de Kern para definir el área efectiva de paso del lado de la carcasa, lo que hará posible averiguar el Reynolds y finalmente el coeficiente convectivo buscado. Se asumirá una distribución triangular de los tubos (CF=0,9) tanto en el cFWH 2 como en el resto de los casos.

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o} = 0.016 \text{ m}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p-t} N_t}{\pi CF}} = 0.247 \text{ m}$$

$$A_s = \frac{D_s L_{b\_DSH} (P_t - D_o)}{P_t} = 0.15 \text{ m}^2$$

$$Nu_{s\_DSH} = 0,36 Re_{s\_DSH}^{0,55} Pr_{s\_DSH}^{1/3}$$

$$h_{s\_DSH} = \frac{Nu_{s\_DSH} k_{s\_DSH}}{D_e} = 356,807 \frac{W}{K m^2}$$

Una vez definidos los dos coeficientes convectivos (del lado de la carcasa y de los tubos), se utilizan las conductividades y factores de ensuciamiento para calcular la transmitancia térmica (U) en la zona DSH referida al área exterior de los tubos.

$$U_{DSH\_ext} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) D_o}{2 k_{tub}} + \frac{D_o}{D_i} \left(\frac{1}{h_{t\_DSH}} + FE_t\right)} = 330,534 \frac{W}{K m^2}$$

En consecuencia, la temperatura del vapor a la salida de esta región se obtiene de la expresión a continuación, que proviene de realizar un balance de energía en el tubo a la salida de la zona DSH.

$$T_6 = \frac{T_{sat} - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left(T_4 - T_5 \frac{m_v C_{p\_s\_DSH}}{m_w C_{p\_t\_DSH}}\right)}{1 - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left(1 - \frac{m_v C_{p\_s\_DSH}}{m_w C_{p\_t\_DSH}}\right)} = 295,6562 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Finalmente, la temperatura del agua a la entrada de dicha región se obtiene mediante el balance energético en esta región, hallando previamente las entalpías en el resto de los puntos con el CoolProp.

$$i_3 = i_4 - \frac{m_v (i_5 - i_6)}{m_w}$$

$$T_3 = 213,487 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Al ver la convergencia de los resultados para las temperaturas deseadas se puede asegurar que se ha alcanzado el resultado deseado.

Es posible comprobar en este punto como el Recalentamiento residual es ampliamente aceptable, siendo tanto la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a la salida de la zona de Desrecalentamiento como el margen entre la temperatura de saturación y aquella del vapor a la entrada de la zona de Condensación bastante grande.

Es importante resaltar que en este punto se ha de comprobar también la factibilidad de los resultados obtenidos para la distribución de la temperatura. En el caso del cFWH 5, en este punto se hallaría que la temperatura del agua a la salida de la zona de Condensación es mayor que aquella alcanzada a la salida del intercambiador, mientras que la temperatura del vapor a la salida de la zona de Desrecalentamiento es mayor que aquella a la entrada del intercambiador. Este perfil de temperaturas supondría el enfriamiento del vapor a costa del agua en la zona de DSH, lo cual es completamente ilógico. Consecuentemente, se concluiría que el intercambiador de superficie en cuestión no posee una zona de Desrecalentamiento, correspondiendo la temperatura de salida del cFWH con la temperatura del agua a la salida de la zona de Condensación, y siendo la temperatura

de entrada a la zona de Condensación del vapor su temperatura de entrada al intercambiador.

En el caso del cFWH 2, cuyo dimensionamiento se continuará explicando, no existe dicha anomalía por lo que, a continuación, se obtendrán la distribución de temperaturas y el calor transferido, calculando previamente las entalpías en cada punto con el CoolProp.

Paso 1.2- Cálculo del calor intercambiado y la distribución de temperaturas en cada zona:

- Zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating):

$$Q_{DSH} = m_w (i_4 - i_3) = 306,6 \text{ kW}$$

$$\Delta T_{Lm\_DSH} = \frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln \left( \frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3} \right)} = 161,604 \text{ } \Delta^{\circ}\text{C}$$

- Zona de Condensación (C o Condensing):

$$Q_C = m_w (i_3 - i_2) = 1384 \text{ kW}$$

$$\Delta T_{Lm\_C} = \frac{(T_7 - T_3) - (T_7 - T_2)}{\ln \left( \frac{T_7 - T_3}{T_7 - T_2} \right)} = 16,321 \text{ } \Delta^{\circ}\text{C}$$

Para averiguar la entalpía de cambio de fase en el Anexo adjunto se ha calculado la entalpía del agua a la temperatura de saturación (salida de la zona de condensación o punto 7) y la entalpía del vapor a la temperatura de saturación. Así, es posible definir la entalpía de cambio de fase como la diferencia entre ambas propiedades.

Además, es de destacar que el incremento logarítmico medio de la temperatura en la zona de condensación se determina teniendo en cuenta sólo el cambio de fase del vapor (temperatura del vapor constante). Esto se debe a que en los cálculos se ha supuesto que en la zona de condensación sólo ocurre el proceso de condensación, tomado el factor F como 1 en consecuencia.

- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcooling):

$$Q_{DC} = m_w (i_2 - i_1) = 153,9 \text{ kW}$$

$$\Delta T_{Lm\_DC} = \frac{(T_7 - T_2) - (T_8 - T_1)}{\ln \left( \frac{T_7 - T_2}{T_8 - T_1} \right)} = 15,194 \text{ } \Delta^{\circ}\text{C}$$



Una vez obtenido el perfil de temperaturas y la energía intercambiada en cada parte del Feedwater Heater se considera terminada esta primera parte del procedimiento. A continuación, se concluirán los cálculos dimensionando el intercambiador en cada zona.

Al conocer los calores intercambiados en cada parte del Feedwater Heater, se ha de calcular las dimensiones de cada zona para que sea posible esta transferencia de calor. Para ello se determinarán primero los coeficientes de convección de cada uno de los lados aplicando el mismo método (Dittus-Boelter y Kern), los cuales se emplearán para definir la transmitancia térmica o U. Al poseer el incremento logarítmico medio en cada una de las regiones, se averiguará el área necesaria para la transferencia gracias a la ecuación expuesta a continuación:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{Lm}}$$

#### Paso 2.1- Zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating):

Este apartado es el más sencillo de los tres, ya que para averiguar la temperatura de entrada del agua ( $T_3$ ) y la de salida del vapor ( $T_6$ ) en el Paso 1.1 se ha calculado previamente la transmitancia térmica en la zona DSH referida al área exterior. También se ha determinado el incremento logarítmico de temperatura en esta zona en el Paso 1.2.

$$\begin{aligned} U_{DSH\_ext} &= \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) D_o}{2 k_{tub}} + \frac{D_o}{D_i} \left( \frac{1}{h_{t\_DSH}} + FE_t \right)} \\ &= 330,534 \frac{W}{K m^2} \\ \Delta T_{Lm\_DSH} &= \frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln \left( \frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3} \right)} = 161,604 \Delta^\circ C \end{aligned}$$

Por lo tanto, es posible definir el Área de transferencia de calor exterior y la Longitud de los tubos en esta zona:

$$\begin{aligned} A_{DSH\_ext} &= \frac{Q_{DSH}}{U_{DSH\_ext} \Delta T_{Lm\_DSH}} = 5,74 m^2 \\ L_{t\_DSH} &= \frac{A_{DSH\_ext}}{N_t D_o \pi} = 2,128 m \end{aligned}$$

Como se ha mencionado anteriormente, se comprueba que se cumple la condición para poder usar la correlación de Dittus-Boelter y poder hallar el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos:

$$\frac{L_{t\_DSH}}{D_i} = 158,686$$

En el caso de obtener una longitud de los tubos en la zona de Desrecalentamiento completamente insignificante, es posible suponer que el cFWH no posee la región en cuestión. Otra forma para realizar esta suposición de antemano es comprobar la diferencia existente entre la temperatura del vapor a la entrada del intercambiador y la de condensación en los cálculos previos (Paso 0). En caso existir una similitud muy alta entre ambos valores, es correcto asumir nuevamente la ausencia de dicha región en el cFWH.

#### Paso 2.2- Zona de Condensación (C o Condensing):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_{t\_c}$ ):

Tras definir las propiedades del fluido a la temperatura de película, se determina el coeficiente convectivo del lado de los tubos gracias a la correlación de Dittus-Boelter, comprobando nuevamente que se cumplen las condiciones para su uso.

$$h_{t\_c} = \frac{Nu_{t\_c} k_{t\_c}}{D_i} = 14760 \frac{W}{K m^2}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_{s\_c}$ ):

Esta zona conlleva una especial complejidad a la hora de calcular el coeficiente convectivo del lado de la carcasa debido al cambio de fase que ocurre en ella. De esta forma, en las correlaciones para averiguar el coeficiente de convección por el exterior de los tubos se indica que se han de tomar las propiedades del líquido a la temperatura de saturación y las del vapor a una temperatura de película. Esta temperatura de película es en este caso la media entre la temperatura de saturación y la temperatura de la superficie exterior de los tubos. Se conoce la temperatura de saturación en nuestro cFWH pero se desconoce la temperatura de la pared exterior en esta zona. Por lo tanto, para poder resolver el problema se ha de suponer una temperatura de la pared en una iteración inicial, normalmente tres grados por debajo de la aquella de saturación. Se iterará hasta alcanzar la solución adecuada, utilizando la ecuación que rige la transferencia de energía para averiguar el valor inicial en cada caso.

Se ha obtenido para la iteración final que:

$$T_{sur} = 213,171 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para averiguar el coeficiente de transferencia de calor de la carcasa se emplean las correlaciones para Condensación en Película sobre tubos horizontales.

$$h_{s\_c} = 0,729 \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 i'_{lv}}{N \mu_l D_o (T_{sat} - T_{sur})} \right) = 9001 \frac{W}{K m^2}$$

Donde:

$$Ja = \frac{C_{p,l} (T_{sat} - T_{sur})}{i'_{fg}}$$

$$i'_{lv} = i_{lv} (1 - 0,68 Ja)$$

Calculando finalmente la Transmitancia térmica, el Área de transferencia de calor y la Longitud de los tubos en esta zona:

$$U_{C_{ext}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s_c}} + FE_{s_c}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) D_o}{2 k_{tub}} + \frac{D_o}{D_i} \left(\frac{1}{h_{t_c}} + FE_t\right)} = 3545 \frac{W}{K m^2}$$

$$A_{C_{ext}} = \frac{Q_C}{U_{C_{ext}} \Delta T_{Lm_C}} = 23,915 m^2$$

$$L_{t_c} = \frac{A_{C_{ext}}}{N_t D_o \pi} = 8,866 m$$

Se comprueba que la temperatura en la superficie externa de los tubos en esta zona es idéntica a la que se ha supuesto y que por lo tanto el resultado obtenido es el correcto mediante la ecuación de transferencia de calor en el exterior del tubo.

$$T_{sur} = T_{sat} - \frac{Q_C}{h_{s_c} A_{C_{ext}}} = 213,171 ^\circ C$$

Nuevamente, se cumple la condición para poder usar la correlación de Dittus-Boelter y poder hallar el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos:

$$\frac{L_{t_c}}{D_i} = 661,147$$

### Paso 2.3- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcoolig):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_{t_{DC}}$ ):

Tras averiguar las propiedades del fluido a la temperatura de película, se determina el coeficiente convectivo del lado de los tubos nuevamente gracias a la correlación de Dittus-Boelter, comprobando que se cumplen las condiciones para su uso.

$$h_{t_{DC}} = \frac{Nu_{t_{DC}} k_{t_{DC}}}{D_i} = 14520 \frac{W}{K m^2}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_{s_{DC}}$ ):

El número de tubos del Feedwater Heater se mantiene constante al tratarse del mismo cFWH. De este modo, se conservan los resultados para el Diámetro equivalente y el

Diámetro de la carcasa. Sin embargo, el Área transversal de paso sí que se ve modificada como consecuencia de la distinta separación entre los baffles en esta zona ( $L_{b\_DC}$ ).

$$A_s = \frac{D_s L_{b\_DC} (P_t - D_o)}{P_t} = 0.004 \text{ m}^2$$

Se utiliza nuevamente la misma correlación para obtener el número de Nusselt y finalmente el coeficiente convectivo del lado de la carcasa.

$$h_{s\_DC} = \frac{Nu_{s\_DC} k_{s\_DC}}{D_e} = 4059 \frac{W}{K \text{ m}^2}$$

A continuación, se obtiene el valor de la Transmitancia térmica, el Área de transferencia de calor y la Longitud de los tubos en esta zona:

$$U_{DC\_ext} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s\_DC}} + FE_{s\_DC}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) D_o}{2 k_{tub}} + \frac{D_o}{D_i} \left(\frac{1}{h_{t\_DC}} + FE_t\right)} = 2121 \frac{W}{K \text{ m}^2}$$

$$A_{DC\_ext} = \frac{Q_{DC}}{U_{DC\_ext} \Delta T_{Lm\_DC}} = 4,777 \text{ m}^2$$

$$L_{t\_DC} = \frac{A_{DC\_ext}}{N_t D_o \pi} = 1,771 \text{ m}$$

Por última vez, se comprueba que se cumple la condición para poder usar la correlación de Dittus-Boelter y poder hallar el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos:

$$\frac{L_{t\_DSH}}{D_i} = 132,059$$

Una vez definidas las longitudes de tubo necesarias en cada zona del Feedwater Heater cerrado para realizar el intercambio de energía previsto en cada parte, se pueden determinar las dimensiones principales (longitud y diámetro) y el calor total intercambiado. Para la longitud total del cFWH, esta se aproxima a la mitad de la longitud total de los tubos, no teniendo en cuenta el giro en U.

$$L_{FWH} = \frac{L_{t\_DSH} + L_{t\_C} + L_{t\_DC}}{N_{p\_t}} = 6,382 \text{ m}$$

$$D_{FWH} = D_s = 0,247 \text{ m}$$

$$Q_{FWH} = Q_{DC} + Q_C + Q_{DSH} = 1844,39 \text{ kW}$$

Se ha corroborado que los resultados logrados para el calor intercambiado y la transmitancia térmica por el área en cada zona son bastante parecidos a los calculados por el programa Thermoflow, concluyendo de esta forma que el método empleado es correcto.

Los resultados obtenidos para este closed Feedwater Heater 2 se han resumido en la Tabla 5.4 y en la Figura 5.3 de forma más visual.

TABLA 5.4: TABLA RESUMEN RESULTADOS CFWH2.

Zona	Variable	Valor numérico
<b>Desrecalentamiento (DSH)</b>	Calor intercambiado (kW)	306,601
	Longitud del tubo (m)	158,686
	Coefficiente global de transferencia de calor (kW/K)	1,897
<b>Condensación (C)</b>	Calor intercambiado (kW)	1384
	Longitud del tubo (m)	8,866
	Coefficiente global de transferencia de calor (kW/K)	84,79
<b>Subenfriamiento (DC)</b>	Calor intercambiado (kW)	153,941
	Longitud del tubo (m)	1,771
	Coefficiente global de transferencia de calor (kW/K)	10,132
<b>Intercambiador (FWH)</b>	Calor intercambiado (kW)	1844,39
	Longitud de la carcasa (m)	6,382
	Diámetro de la carcasa (m)	0,247

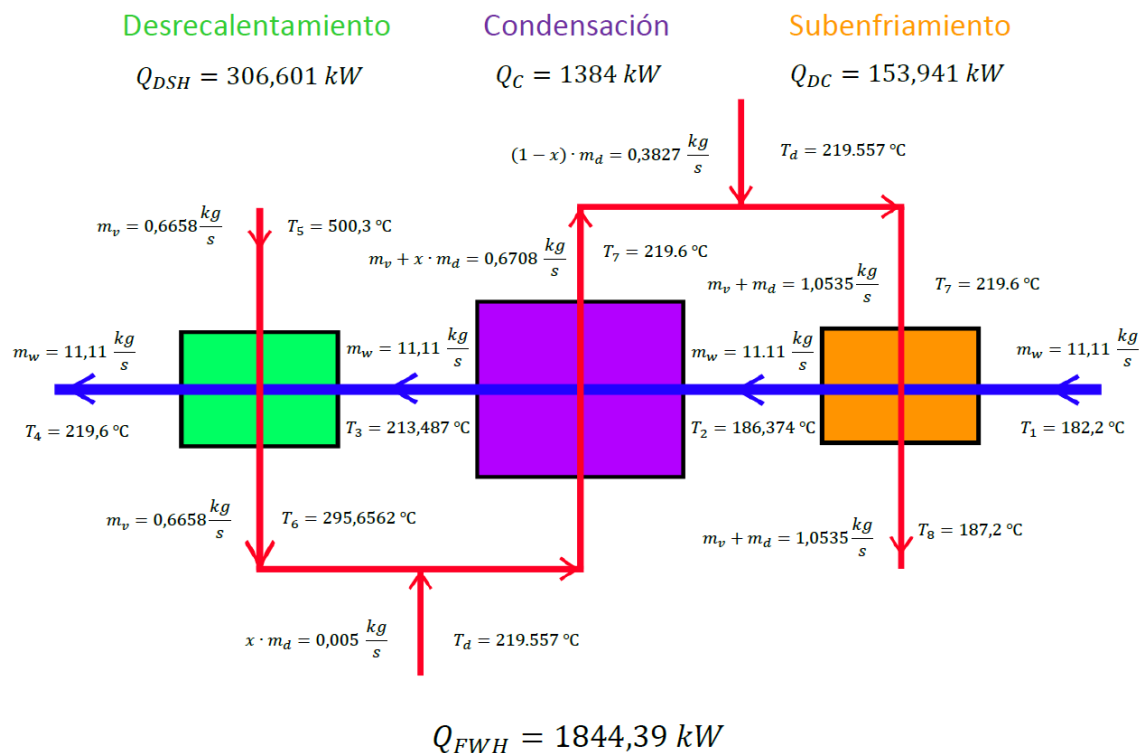


Fig. 5.3: Diagrama resumen resultados cFWH2.

El dimensionado del resto de intercambiadores de calor cerrados siguiendo el método expuesto en este apartado se encuentra adjunto en el ANEXO B. El método empleado para el dimensionado de los cFWHs 1 y 4 se corresponden exactamente con aquel de los intercambiadores 3 y 2 respectivamente. En consecuencia, se ha decidido adjuntar en dicho anexo únicamente los cálculos de estos últimos dos Feedwater Heaters.

Además, a pesar de no ser utilizado en este proyecto, es posible calcular la pérdida de carga en el FWH del lado de los tubos, compuestas por las pérdidas primarias y secundarias.

Las pérdidas primarias, o aquellas causadas por el rozamiento del flujo con el tubo, se averiguan obteniendo primero el Reynolds medio y su correspondiente coeficiente de fricción de Moody. Para definir el coeficiente de fricción se aplica la Correlación de Petukov al encontrarse el Reynolds del flujo dentro de los márgenes aceptables ( $3000 \leq Re_{m,t} \leq 5 \cdot 10^6$ ).

$$Re_{m,t} = \frac{\rho_{m,t} u_{m,t} D_i}{\mu_{m,t}} = 144000$$

$$f = (0,79 \ln(Re_{m,t}) - 1,64)^{-2}$$

$$\Delta p_{prim} = N_{p,t} L_{FWH} \frac{f}{D_i} \frac{\rho_{m,t} u_{m,t}^2}{2} = 9,114 \cdot 10^{-10} \text{ bar}$$

Las pérdidas secundarias, o aquellas causadas por los cambios en la geometría del conducto, se pueden estimar si se suponen unos coeficientes de pérdidas para cada fenómeno. Se va a considerar que en el cFWH existen los siguientes factores a tener en cuenta para la pérdida de carga secundaria:

- 1) Expansión a la entrada del cFWH, debido al paso de la tubería principal de transporte a la cámara interior del intercambiador:  $K_{out} = 1$
- 2) Contracción a la entrada del cFWH, producido por el paso de la cámara del intercambiador al interior de los tubos:  $K_{in} = 0,5$
- 3) Giro en U de los tubos dentro del intercambiador:  $K_U = 1,5$
- 4) Expansión a la salida del cFWH, como resultado al paso de los tubos a la cámara interior del intercambiador:  $K_{out} = 1$
- 5) Contracción a la salida del cFWH, provocado por el paso de la cámara del intercambiador a la tubería principal de transporte:  $K_{in} = 0,5$

Los valores de los coeficientes de pérdidas de carga han sido obtenidos de las fuentes consultadas para una entrada cuadrada. Además, se asume que la pérdida de carga debida al giro en U ocurre a la temperatura media dentro del intercambiador. En cuanto a la velocidad en la tubería principal, se supone una velocidad máxima de 3 m/s al estar el fluido siempre en estado líquido ( $u_l$ ) en los tubos de los cFWHs.

$$\Delta p_{sec} = \frac{\rho_1}{2} (K_{in} u_{m,t}^2 + K_{out} u_l^2) + \frac{\rho_4}{2} (K_{in} u_l^2 + K_{out} u_{m,t}^2) + \frac{\rho_{m,t}}{2} u_{m,t}^2 K_U$$

$$\Delta p_{sec} = 0,096 \text{ bar}$$

Por lo tanto, la variación de la presión del lado de los tubos en el cFWH 2 es:

$$\Delta p_{T\_FWH} = \Delta p_{prim} + \Delta p_{sec} = 0,096 \text{ bar}$$

En cuanto a la pérdida de carga del lado de la carcasa, su cálculo es muy complicado debido a la forma extremadamente compleja del conducto, donde habría que tener en cuenta factores como el espaciamiento entre baffles o la variación notable de la densidad.

La principal consecuencia de suponer estos elementos como isobáricos es un mayor consumo de los equipos de impulsión, que afectará en cierta medida al rendimiento del ciclo termodinámico y por lo tanto al rendimiento global de la central. En cualquier caso, la pérdida de carga en estos elementos supondrá una variación despreciable en el funcionamiento del ciclo, pudiendo considerarse como válidos los resultados obtenidos en este trabajo.

*Fuentes consultadas: [67] a [69]*

## **5.2 Dimensionado Sistema de Refrigeración:**

En este proyecto se ha decidido aplicar una refrigeración por agua por diversos motivos, ellos son: mejor rendimiento de la central, potencia reducida de la central y su utilización en otras plantas de generación eléctrica con energía solar térmica de semejantes características.

Como se ha visto en la Sección 3.3.2 el rendimiento del ciclo termodinámico se ve afectado en función del tipo de refrigeración debido en parte al mayor consumo de los equipos auxiliares a emplear en la refrigeración por aire, como consecuencia de su peor transferencia de calor y por lo tanto mayor tamaño de los ventiladores. Sin embargo, el principal motivo por el que se prefiere siempre una refrigeración por agua es por su menor temperatura de funcionamiento. En la Sección 4.5 (Ciclo termodinámico) se ha decidido fijar la temperatura de condensación en unos 40°C, siendo esta altamente superior a las condiciones atmosféricas más desfavorables que se pueden dar en el emplazamiento elegido ( $T_{wb} = 23^\circ\text{C}$ ). En el caso de haber optado por una refrigeración por aire, la temperatura de bulbo seco más elevada o las condiciones atmosféricas más desfavorables, sería de aproximadamente 40°C. En consecuencia, si se quiere garantizar el correcto funcionamiento de la central con un refrigerado por aire se debería aumentar la temperatura de condensación por encima de los 50°C o 0,13 bar, dejando de esta manera suficiente margen de temperatura entre ambos focos para garantizar la correcta transferencia de calor. De esta forma, disminuiría notablemente la potencia obtenida en el último cuerpo de turbina, dando lugar a rendimientos inferiores de las instalaciones.

Por otro lado, otros factores que impone la refrigeración por agua como la mejor solución para este proyecto es el tamaño reducido de la central en comparación con las plantas de

generación de potencia con energías no renovables, al igual que el resto de las centrales termosolares. Esto supone que los caudales de agua necesarios para la refrigeración no sean tan elevados y su correcto abastecimiento pueda estar asegurado con unas infraestructuras mucho menores. Por último, como se verá más adelante, la central Gemasolar, de diseño casi idéntico y situada en el territorio español, también tiene una refrigeración por agua.

La refrigeración por agua consta de dos equipos de intercambio de calor: un condensador y una torre de refrigeración. El condensador es el encargado de desechar el calor restante tras la expansión en los cuerpos de turbinado al fluido de refrigeración. Por su parte, la torre de refrigeración tiene la tarea de intercambiar con el ambiente la energía que posee el refrigerante tras su paso por el condensador.

La Figura 5.4 refleja la evolución de la temperatura de cada uno de los fluidos en los dos equipos y la definición de tres variables vitales en el diseño de estos intercambiadores.

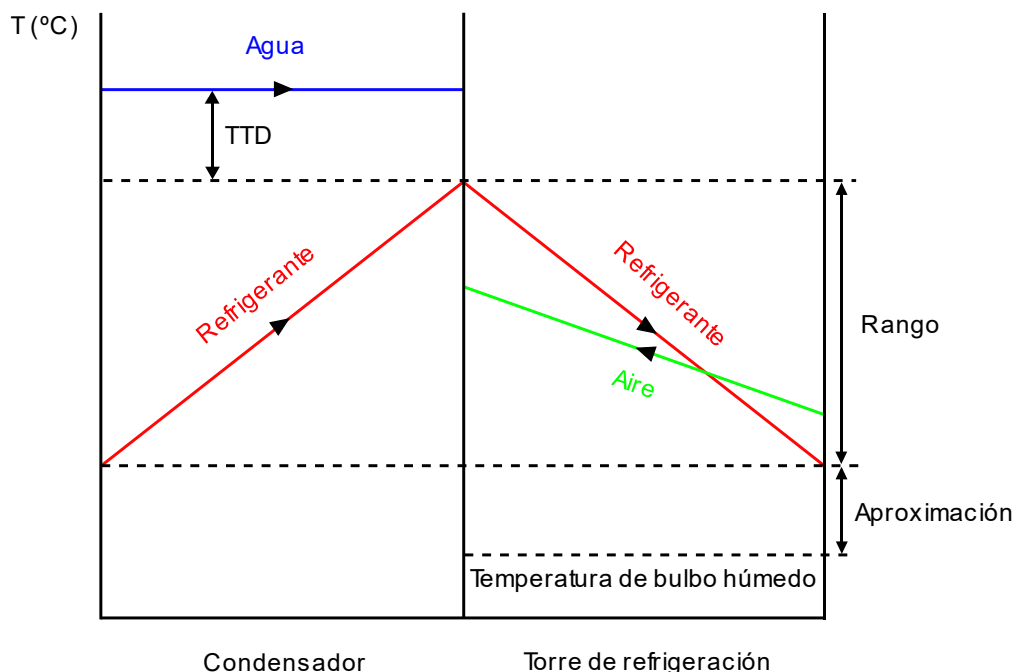


Fig. 5.4: Temperaturas en refrigerado por agua.

En cuanto al condensador, se aprecia claramente las dos corrientes que circulan por su interior: Agua y Refrigerante. El fluido llamado Agua (azul) es aquel que se emplea en el ciclo termodinámico, cuyas condiciones a la entrada son cercanas a vapor saturado y líquido saturado a la salida. Este fluido se condensará por el exterior de los tubos del intercambiador, proceso a temperatura constante, cediendo el calor al Refrigerante (rojo) que circula por el interior de estos, que aumentará su temperatura. Al ser un sistema de refrigeración por agua, el Refrigerante posee la misma naturaleza que la corriente a la que enfría. Sin embargo, con el fin de evitar confusiones, cuando se esté trabajando en el condensador se denominará al agua del ciclo termodinámico como Agua y aquella destinada a la refrigeración como Refrigerante.



En cuanto a la torre de refrigeración, esta también realiza el intercambio de calor entre dos fluidos: Refrigerante y Aire (subíndice a). El Refrigerante (rojo) es la misma agua de refrigeración usada en el condensador que, tras ceder el calor al Aire (verde) en la torre de refrigeración, es circulada nuevamente. Al no utilizarse el agua del ciclo en la torre de refrigeración y en consecuencia no existir la posibilidad de confusión, en los cálculos de esta maquinaria se referirá al agua de refrigeración (Refrigerante) como Agua y con el subíndice w (de agua en inglés).

Finalmente, en la Figura 5.4 se aprecian las variables del Rango, TTD y Aproximación. El Rango se puede definir como la variación de temperatura del agua de refrigeración o Refrigerante entre la entrada y salida o viceversa de cada elemento del sistema de refrigeración. Por su parte, como se ha visto en la sección previa, la TTD o Terminal Temperature Difference se define como la diferencia entre la temperatura de cambio de fase (Agua en el condensador) y aquella del fluido frío a la salida del intercambiador de calor (Refrigerante). La diferencia entre la temperatura menor alcanzada por el Refrigerante y la temperatura de bulbo húmedo (temperatura máxima teórica hasta la que se podría enfriar) se define como la Aproximación.

## 5.2.A Dimensionado del Condensador

Para el diseño aproximado del condensador de superficie empleado en el ciclo termodinámico de la central se hará uso de algunos resultados obtenidos en secciones anteriores, reflejados en la Tabla 5.5:

TABLA 5.5: RESULTADOS PREVIOS EMPLEADOS EN EL CONDENSADOR.

Variable	Valor numérico
Potencia térmica expulsada en el Condensador	$Q_{cond} = 17903 \text{ kW}$
Temperatura de condensación	$T_{cond} = 40 \text{ °C}$
Temperatura de bulbo húmedo	$T_{wb} = 23 \text{ °C}$
Presión del agua (Refrigerante)	$P_{atm} = 1 \text{ atm}$

La temperatura de bulbo húmedo, cuyo valor también será utilizado en el cálculo posterior de la torre de refrigeración, ha sido conseguida a partir de los datos del ANEXO A (Tabla A.1). Al no encontrarse esta variable dentro de los datos iniciales recogidos se ha debido usar la extensión del Coolprop para Excel. El valor final asumido es un redondeo al alza de la máxima temperatura de bulbo húmedo registrada en los datos obtenidos (dimensionado para las condiciones más adversas).

El resto de los datos empleados para dimensionar este equipo se encuentran en la Tabla 5.6, cuyos valores han sido proporcionados por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

TABLA 5.6: DATOS EMPLEADOS EN EL CONDENSADOR.

Variable	Valor numérico
Velocidad de diseño	$u_d = 2,25 \text{ m/s}$
Diámetro externo del tubo	$D_o = 24 \text{ mm}$
Galga	$G = 25$
Material de los tubos	Titanio
Distancia entre tubos (Pitch)	$P_t = 25 \text{ mm}$
Número de pasos por tubo	$N_{p.t} = 2$
Factor de ensuciamiento de los tubos	$FE_t = 2,4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$
Terminal Temperature Difference	$TTD = 3 \Delta^\circ\text{C}$
Aproximación	$Aprox = 4,5 \Delta^\circ\text{C}$

Es importante destacar que se va a realizar un dimensionado aproximado del condensador, por lo que se realizarán ciertas aproximaciones. El ciclo termodinámico se ha diseñado de tal forma que tras la expansión en los cuerpos de turbinado el fluido se encuentre en un estado muy cercano a aquel de vapor saturado y en estado bifásico (título del 93,9 %). Por otro lado, al haber empleado un mezclador donde se juntan la salida de la turbina con las purgas de los closed Feedwater Heaters de baja presión, el título a la entrada del condensador es aún inferior (78,6 %). Además, al ser los cálculos realizados una simplificación realista del funcionamiento de una central, no se realizará un subenfriamiento en el condensador. En consecuencia, se asume una temperatura constante del agua del ciclo termodinámico en todo el condensador, al considerarse el cambio de fase como el único mecanismo llevado a cabo en este equipo.

Con los datos de partida proporcionados para el condensador se pueden conocer las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos:

$$T_{w_i} = T_{w_o} = T_{cond} = 40^\circ\text{C}$$

$$T_{ref_i} = T_{wb} + Aprox = 27,5^\circ\text{C}$$

$$T_{ref_o} = T_{cond} - TTD = 37^\circ\text{C}$$

$$Rango = T_{ref_o} - T_{ref_i} = 9,5 \Delta^\circ\text{C}$$

Una vez logrados estos resultados, es posible iniciar la resolución del problema de diseño de condensador de superficie. Se trata de un problema bastante sencillo y corto ya que consiste en el diseño de un intercambiador de flujo cruzado con condensación por fuera de los tubos.

El primer paso para la resolución de este problema de diseño es calcular el coeficiente global de transferencia de calor del condensador (UA). Para ello se emplea el dato de la Potencia térmica expulsada en el condensador que se ha conseguido en el programa

Thermoflow y el incremento logarítmico medio de la temperatura obtenida de la distribución de temperaturas en este elemento.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{cond} - T_{ref\_i}) - (T_{cond} - T_{ref\_o})}{\ln\left(\frac{(T_{cond} - T_{ref\_i})}{(T_{cond} - T_{ref\_o})}\right)} = 6,657 \Delta^{\circ}\text{C}$$

$$UA = \frac{Q_{cond}}{\Delta T_{lm}} = 2689 \text{ kW/K}$$

Es también posible definir el gasto másico de agua de refrigeración o Refrigerante que ha de circular por dentro de los tubos del condensador, hallando previamente la entalpía del refrigerante a la entrada y salida.

$$m_{ref} = \frac{Q_{cond}}{i_{ref\_o} - i_{ref\_i}} = 450,888 \text{ kg/s}$$

A continuación, se calculará la transmitancia térmica (U) siguiendo el método propuesto en los Standards del Heat Exchange Institute (Fuente [70]). Estos documentos recogen las normas generalmente acatadas para el diseño de condensadores de superficie en centrales de producción de potencia. El coeficiente global de transferencia de calor que se quiere averiguar depende de diferentes factores de corrección en los que se tiene en cuenta la temperatura del agua, la velocidad de diseño, el ensuciamiento, la galga y el material del tubo. Según el método descrito en este documento, para un tubo de titanio con galga de 25 se obtiene el siguiente espesor del tubo y factor de corrección:

$$e_t = 0,508 \text{ mm}$$

$$F_m = 0,95$$

Con estos valores es posible calcular la transmitancia térmica de los tubos “limpio”:

$$U_{cl} = 2,7u_d^{0,5}(0,5707 + 0,0274 T_{ref\_i} - 0,00036 T_{ref\_i}^2) = 4,047 \frac{\text{kW}}{\text{K m}^2}$$

Siguiendo las pautas del HEI, la transmitancia térmica referida al área externa de los tubos teniendo en cuenta el Factor de Ensuciamiento de estos es:

$$U_o = \left(\frac{D_o}{D_i} FE_t + \frac{1}{U_{cl}}\right)^{-1} = 2,009 \frac{\text{kW}}{\text{K m}^2}$$

Al haber obtenido el coeficiente global de transferencia de calor (UA) y la transmitancia térmica referida al área externa de los tubos ( $U_o$ ), es posible averiguar la superficie externa de los tubos necesaria.

$$A_o = \frac{UA}{U_o} = 1338 \text{ m}^2$$

Para definir las dimensiones del condensador de superficie se ha de obtener primero el número de tubos que este posee, evaluando la densidad del Refrigerante a la temperatura media y redondeando al número entero mayor más cercano.

$$N_t = \text{ceil} \left( \frac{N_{p\_t} m_{ref}}{\rho_{ref\_m} u_d D_i^2 \frac{\pi}{4}} \right) = 971$$

Es importante destacar que este número de tubos es el que se vería al hacerle una sección al condensador. Sin embargo, los tubos dentro del condensador están doblados para realizar más de un paso por tubo. Por lo tanto, al ser el número de pasos 2 en este caso, el número real de tubos es la mitad de lo expuesto arriba o en torno a 486 tubos.

En consecuencia, la longitud total de los tubos en el interior del condensador ha de ser:

$$L_t = \frac{2 A_o}{\pi D_o N_t} = 36,565 \text{ m}$$

De forma aproximada, se puede suponer la longitud de la carcasa del condensador como la mitad de la longitud total de los tubos, al despreciarse la curvatura de estos y existir dos pasos por tubo.

$$L_s = \frac{L_t}{N_{p\_t}} = 18,282$$

Suponiendo una distribución cuadrada de los tubos en el interior del condensador, el diámetro de la carcasa será:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 P_t^2 N_t}{\pi}} = 0,879 \text{ m}$$

Siendo el número mayor de tubos por columna en su interior de:

$$N_c = \text{ceil} \left( \frac{D_s}{P_t} \right) = 36$$

Los resultados obtenidos para el dimensionado del condensador de superficie se encuentran resumidos en la Tabla 5.7 a continuación.

TABLA 5.7: TABLA RESUMEN RESULTADOS CONDENSADOR.

Variable	Valor numérico
Número de tubos en la sección	971
Longitud de los tubos (m)	36,565
Longitud de la carcasa (m)	18,828
Diámetro de la carcasa (m)	0,879
Número máximo de tubos por columna	36

Una vez calculada las dimensiones aproximadas del condensador de superficie necesario es posible estimar la pérdida de carga que ocurre del lado de los tubos (Refrigerante). El método empleado para determinar la pérdida de carga en este equipo es idéntico a aquel

utilizado previamente en los Feedwater Heaters cerrados (final de la Sección 5.1), por lo que se darán directamente los resultados logrados para esta estimación.

Calculando nuevamente la pérdida de carga primaria con la Correlación de Petukov se obtiene:

$$Re_{ref\_m} = \frac{\rho_{ref\_m} u_d D_i}{\mu_{ref\_m}} = 67660$$

$$\Delta p_{prim} = 2 L_{FWH} \frac{f}{D_i} \frac{\rho_{ref\_m} u_d^2}{2} = 0,784 \text{ bar}$$

Para las pérdidas secundarias, o aquellas causadas por los cambios en la geometría del conducto, se suponen los mismos elementos que en el cálculo previo (contracciones, expansiones y giro en U), manteniendo para cada uno de ellos los valores correspondientes de sus coeficientes de variación de la presión. De esta forma se determina el siguiente valor para la pérdida de carga secundaria en los tubos del condensador (refrigerador).

$$\Delta p_{sec} = \frac{\rho_{ref\_i}}{2} (K_{in} u_d^2 + K_{out} u_l^2) + \frac{\rho_{ref\_o}}{2} (K_{in} u_l^2 + K_{out} u_d^2) + \frac{\rho_{ref\_m}}{2} u_d^2 K_U$$

$$\Delta p_{sec} = 0,153 \text{ bar}$$

Por lo que la pérdida de carga en el condensador del lado de los tubos es:

$$\Delta p_{T\_cond} = \Delta p_{prim} + \Delta p_{sec} = 0,937 \text{ bar}$$

En cuanto a la variación de la presión del lado de la carcasa, su cálculo es muy complicado debido a la forma extremadamente compleja del conducto, donde habría que tener en cuenta la variación notable de la densidad del agua al condensarse.

Nuevamente, las pérdidas de carga calculadas en este último apartado no serán empleadas en este proyecto, donde se asume que los equipos de intercambio de calor son isobáricos. El efecto principal en la central de esta pérdida de carga es un mayor consumo en los equipos de impulsión. En consecuencia, el rendimiento real de las instalaciones será algo menor al definido mediante las suposiciones llevadas a cabo en este trabajo, pero altamente parecido.

La principal consecuencia de suponer estos elementos como isobáricos es un mayor consumo de los equipos de impulsión, que afectará en cierta medida al rendimiento del ciclo termodinámico y por lo tanto al rendimiento global de la central. En cualquier caso, dicho fenómeno en el condensador supondrá una variación despreciable en el funcionamiento del ciclo, pudiendo considerarse como válidos los resultados obtenidos en este trabajo.

Los cálculos de esta sección se encuentran recogidos en el ANEXO C.1 adjunto.

### 5.2.B Dimensionado de la Torre de Refrigeración

Al haber elegido un sistema de refrigeración por agua, es necesario emplear un condensador (dimensionado en el apartado anterior) y una torre de refrigeración. Como se ha introducido de forma breve en la Sección 3.3.2, dentro de las torres de refrigeración por agua usadas en centrales de producción de potencia existen dos tipos principalmente: de tiro mecánico y de tiro natural. Debido al tamaño de las centrales de energía térmica solar, en el caso de poseer una refrigeración por agua, la torre de refrigeración es siempre de tiro mecánico, o también denominado como asistido. Las torres de tiro natural son generalmente usadas en centrales de potencias muy grandes, como las nucleares o las de combustibles fósiles de gran tamaño. Esto se debe a que, para generar el suficiente empuje gracias a la diferencia de densidades del aire, el tamaño de estas torres de refrigeración ha de ser muy grande (en torno a 150 metros de altura). En consecuencia, su coste de construcción es altamente superior al de las torres de tiro mecánico y, a pesar de suponer menores costes de funcionamiento (ahorro en el consumo de los ventiladores), sólo puede ser amortizada en centrales de gran tamaño.

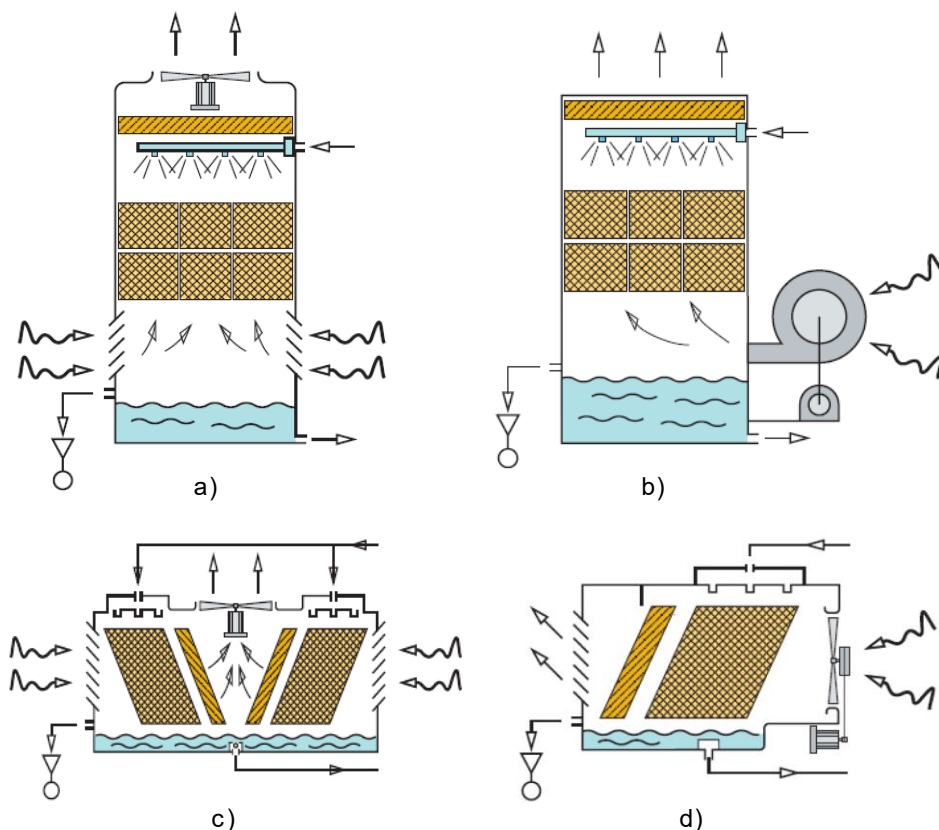


Fig. 5.5: Tipos de torres de refrigeración de tiro mecánico con agua. [48]

Dentro de las torres de tiro mecánico existen dos categorías, que se diferencian por la posición del ventilador: inducidas y forzadas. Como se refleja en los apartados a y c de la Figura 5.5, en las torres de tiro mecánico inducido el equipo de impulsión se encuentra a la salida del aire de la torre, tras haberse realizado el intercambio de calor con el agua de

refrigeración. Sin embargo, en las torres de tiro mecánico forzado (apartados b y d de la Figura 5.5) el ventilador se encuentra a la entrada del aire en la torre, antes de haber recorrido el interior del equipo. Esta diferenciación en la posición del equipo de impulsión da lugar distintas ventajas e inconvenientes para cada configuración. Por ejemplo, en las torres de tiro inducido se consigue un perfil más uniforme en todo el intercambiador, lo que permite una mejor transferencia de calor, pero se pueden ocasionar problemas de corrosión y deterioro en el ventilador debido a las partículas de agua arrastradas por la corriente de aire.

Las torres de tiro mecánico pueden también clasificarse según la dirección relativa del flujo de los fluidos en su interior. Por un lado, existen aquellas de flujo a contracorriente (apartados a y b de la Figura 5.5), en las que el aire y el agua de refrigeración atraviesan el intercambiador de calor (empaquetamiento) con la misma dirección, pero sentidos opuestos. En este caso el agua cae verticalmente tras ser vaporizada en los distribuidores y el aire recorre la torre de abajo hacia arriba gracias a la acción del ventilador. Por otro lado, en el caso de las torres con flujo cruzado, que viene representado en los apartados c y d de la Figura 5.5, la dirección de ambas corrientes no es la misma a pesar de que sí tienen sentidos opuestos. Se observa claramente como el agua continúa teniendo un recorrido vertical con sentido descendiente, pero en este caso el aire posee un recorrido con cierto ángulo con respecto de la vertical, lo que explica la posición no horizontal del empaquetamiento. Nuevamente, cada configuración tiene sus puntos positivos y negativos, por ejemplo, en el caso del flujo a contracorriente se obtiene una mayor transferencia de calor, pero un menor aprovechamiento del terreno y peores respuestas ante ráfagas de viento que para flujo cruzado.



Fig. 5.6: Vista área reducida de la central Gemasolar. [35]

Por estos motivos, en las centrales de energía solar térmica se pueden descartar las torres de refrigeración de tiro natural por su tamaño, pero la elección entre las cuatro distribuciones posibles de tiro mecánico es más compleja. Esta elección dependerá de un análisis económico de los distintos modelos, pero también de las condiciones atmosféricas en el emplazamiento. Para este proyecto se va a emplear una torre de refrigeración de tiro mecánico y flujo inducido como aquella representada en el apartado

a de la Figura 5.5. Se ha elegido esta configuración debido a que da lugar a la mejor transferencia de calor de las cuatro combinaciones posibles y dado que se considera que las condiciones atmosféricas son favorables al no existir excesivas corrientes de viento que puedan influir en su funcionamiento. Además, como se aprecia en la Figura 5.6, esta es la configuración usada en la central Gemasolar, con tres torres donde el ventilador se encuentra en la parte superior (tiro inducido) y cada una de ellas posee una forma rectangular con aperturas en la parte inferior (flujo a contra contracorriente).

Antes de empezar a dimensionar este equipo es importante destacar que, como se ha explicado a través de la Figura 5.4, en el caso de la torre de refrigeración se denominará el agua de refrigeración o Refrigerante con el subíndice “w” de agua en inglés al no existir la posibilidad de confusión entre este fluido y el agua del ciclo termodinámico, como sí que ocurre en el condensador.

Para el diseño de las torres de refrigeración empleadas en el ciclo termodinámico de la central se hará uso de algunos resultados obtenidos en secciones anteriores, reflejados en la Tabla 5.8:

TABLA 5.8: RESULTADOS ANTERIORES EMPLEADOS EN LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

Variable	Valor numérico
Potencia térmica expulsada en el Condensador	$Q_{Cond} = 17903 \text{ kW}$
Temperatura de condensación	$T_{cond} = 40 \text{ °C}$
Temperatura de bulbo húmedo	$T_{wb} = 23 \text{ °C}$
Temperatura de bulbo seco	$T_{atm} = 30 \text{ °C}$
Presión del agua (Refrigerante)	$P_{atm} = 1 \text{ atm}$

Tanto la temperatura de bulbo húmedo como la de bulbo seco se han definido tras un análisis de los datos recogidos en el ANEXO A (Tabla A.1), hallándose explicado en el apartado correspondiente al condensador la elección de la temperatura de bulbo húmedo. La temperatura de bulbo seco máxima según estos datos en el emplazamiento elegido en Fuerteventura no sobrepasa los 25°C. Sin embargo, con el fin de garantizar la seguridad de las instalaciones se ha considerado una temperatura ambiente para los cálculos algo superior (30°C).

El resto de los datos destinados a dimensionar este equipo han sido proporcionados por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

En cuanto a los coeficientes de pérdida de carga en los distintos elementos se han tomado los siguientes valores:



TABLA 5.9: COEFICIENTES DE PÉRDIDAS DE CARGA EN LA TORRE.

Elemento	Valor numérico
Eliminador de gotas	$k_{EG} = 2$
Persianas y soportes	$k_{PS} = 1$
Aguas abajo y arriba del ventilador	$k_{perd} = 1$

Para el ventilador a emplear las Condiciones de Referencia son las expuestas en la Tabla 5.10 a continuación.

TABLA 5.10: CONDICIONES DE REFERENCIA PARA EL VENTILADOR.

Variable	Valor numérico
Diámetro del ventilador	$D_r = 8 \text{ m}$
Velocidad de giro	$N_r = 100 \text{ rpm}$
Densidad del aire	$\rho_{ar} = 1,2 \text{ kg/m}^3$
Ruido	$L_{wr} = 75 \text{ dB}$

Siendo las ecuaciones que rigen el comportamiento del equipo de impulsión las siguientes:

- Curva de funcionamiento

$$\Delta p_r = 300 + 40 \cdot 10^{-3} V_r - 100 \cdot 10^{-6} V_r^2 - 150 \cdot 10^{-9} V_r^3 \quad [Pa]$$

- Curva de potencia

$$P_r = 203300 - 60 V_r + 460 \cdot 10^{-3} V_r^2 - 400 \cdot 10^{-6} V_r^3 \quad [W]$$

- Ecuación de ruido

$$L_{wv} = L_{wr} + 70 \log \left( \frac{D_v}{D_r} \right) + 50 \log \left( \frac{N_v}{N_r} \right) \quad [dB]$$

Finalmente, los datos asumidos para el Empaquetamiento son los mostrados a continuación:

- Coeficiente de pérdida de carga

$$k_{fill} = a_p \frac{G_w}{G_a} + b_p \quad [1/m]$$

$$a_p = 1,61$$

$$b_p = 1,45$$

- Función de Empaquetamiento o Packaging Function (Calculada con el Método  $\varepsilon$ -NTU)

$$PF = a_d \left( \frac{G_w}{G_a} \right)^{-b_d} \quad [1/m]$$

$$a_d = 0,24$$

$$b_d = 0,54$$

Con los datos de partida proporcionados para la torre de refrigeración inducida a contracorriente, se pueden definir las temperaturas de entrada de ambos fluidos y la de salida del agua:

$$T_{wo} = T_{wb} + Aprox = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{wi} = T_{cond} - TTD = 37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Rango = T_{wi} - T_{wo} = 9,5 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

Una vez averiguadas las temperaturas deseadas se continuará evaluando el funcionamiento del ventilador a emplear. Para ello se ha de representar gráficamente la Curva de Funcionamiento, la Curva de Potencia y la Eficiencia en función del caudal en las condiciones de referencia y obtener sus valores significativos. La Curva de Funcionamiento y de Potencia son dadas, mientras que la Curva de la Eficiencia es la expresión de la eficiencia de un ventilador reflejada a continuación:

$$\eta_r = \frac{\Delta p_r}{P_r} V_r \quad [\%]$$

- Curva de Funcionamiento del ventilador

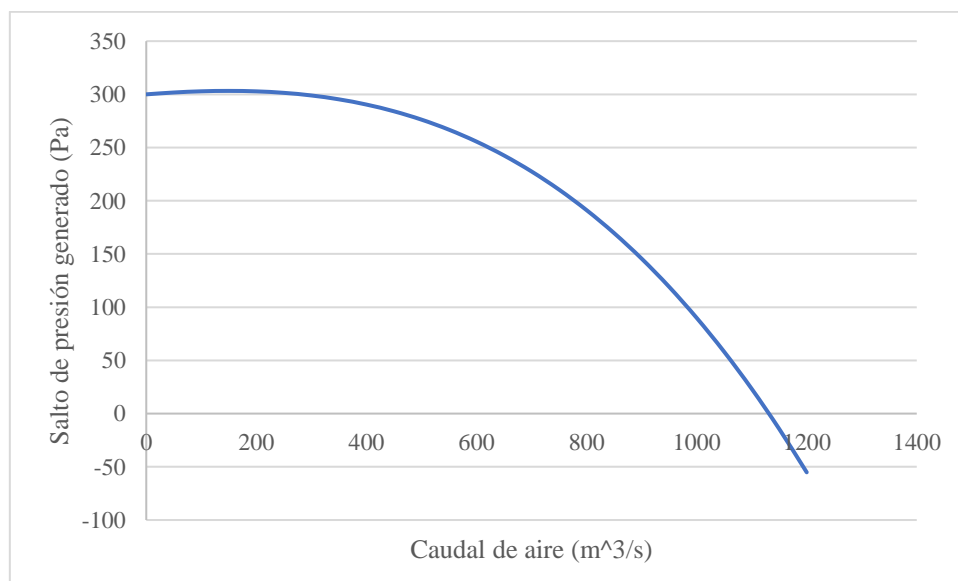


Fig. 5.7: Curva de Funcionamiento del ventilador.

Tras el análisis de la Curva de Funcionamiento del ventilador en cuestión (Figura 5.7) se concluye que este puede proporcionar un salto de presiones máximo de 303.244 Pa en las condiciones de referencia y un caudal máximo de 1131,412 m<sup>3</sup>/s.

- Curva de Potencia del ventilador

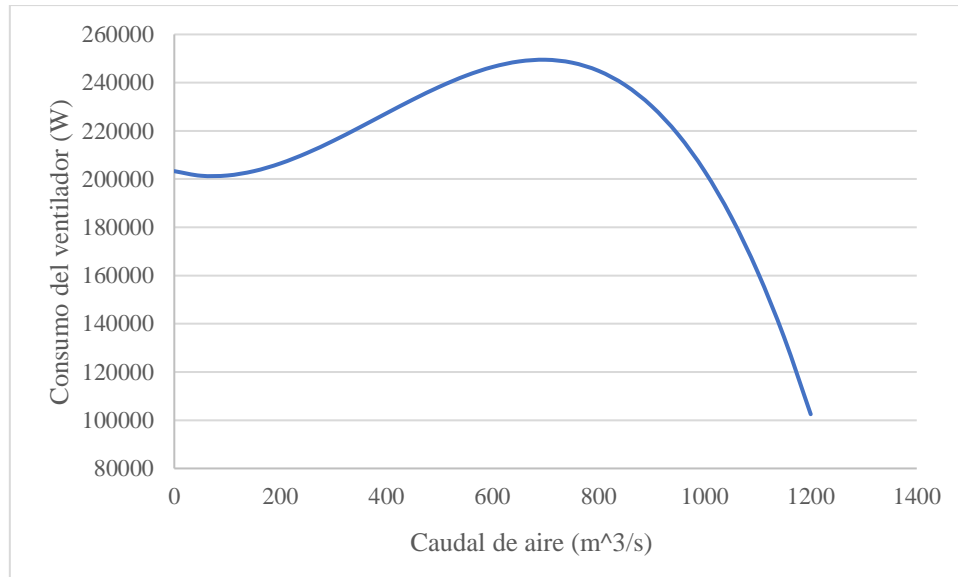


Fig. 5.8: Curva de Potencia del ventilador.

En cuanto a la Curva de Potencia de la Figura 5.8 su valor máximo es de unos 249.511 kW, nuevamente, en las condiciones de referencia.

- Curva de Eficiencia del ventilador

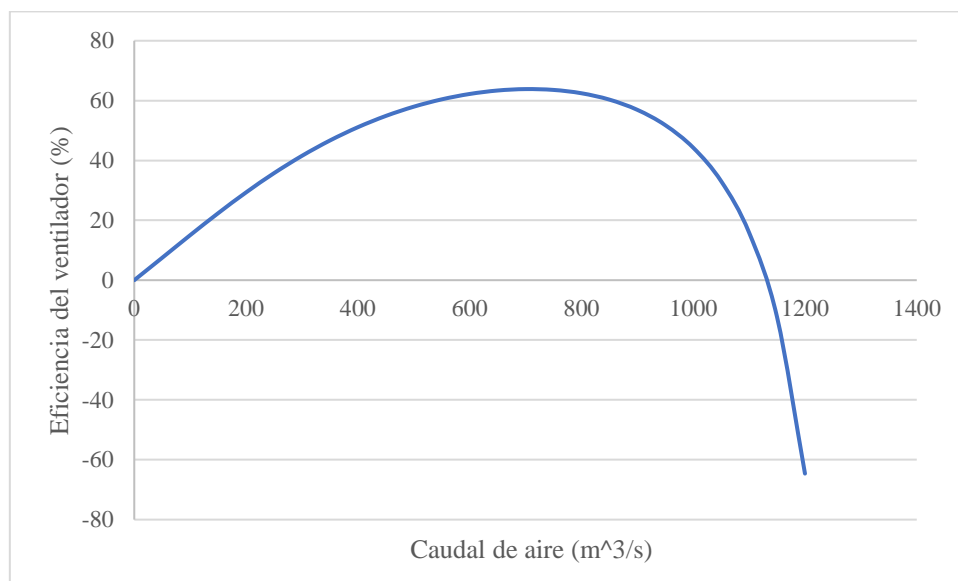


Fig. 5.9: Curva de Eficiencia del ventilador.

Por último, la Curva de Eficiencia en las condiciones de referencia, representada en la Figura 5.9, presenta su valor máximo de un 63.851% a un caudal de 707.745 m<sup>3</sup>/s.

Una vez evaluado el funcionamiento del ventilador se puede iniciar el proceso para resolver el problema de diseño de la torre de refrigeración. Es importante resaltar que la solución proporcionada es una de las muchas posibles para los datos dados. Así, se expondrá la metodología que ha de seguirse para obtener una de estas posibles soluciones.

Cabe destacar que para resolver este problema de diseño se supondrá que el agua se encuentra a presión atmosférica en toda la torre. Además, como la altura de este tipo de torre de refrigeración suele ser pequeña, se va a considerar que la variación en la presión hidrostática es despreciable respecto a los demás saltos de presiones.

Para solucionar esta cuestión se llevará a cabo un proceso iterativo, ya que se desconoce los cuatro datos siguientes: el diámetro del ventilador empleado, el flujo másico de agua por torre, la relación entre el gasto másico de agua y de aire en la torre, y el ancho de esta. En consecuencia, se realizarán unas suposiciones iniciales argumentadas para estos valores con el fin de lograr una solución lo más adecuada a la central, teniendo en cuenta siempre el coste del diseño.

Se efectuará una primera iteración con unas suposiciones iniciales adecuadas, tras la cual se conseguirán unos primeros resultados para la torre inducida contracorriente. Se comprobará entonces si este resultado es correcto, y en el caso de no serlo se modificará alguna de las suposiciones en concordancia.

El proceso para resolver este problema de diseño es el siguiente:

1. Suposición de parámetros iniciales
2. Cálculo de la temperatura de salida del aire
3. Cómputo de calor intercambiado y número de torres necesarias
4. Determinación de la longitud del empaquetamiento
5. Cálculo de la pérdida de carga en la torre
6. Determinación del punto de funcionamiento del ventilador
7. Cálculo de la eficiencia del ventilador
8. Cómputo del ruido producido por el ventilador
9. Análisis de los resultados obtenidos

### **Iteración 1:**

#### **Paso 1.1- Suposición de parámetros iniciales:**

Como ya se ha visto, para empezar la resolución se deben suponer unos valores para: el diámetro del ventilador, el flujo másico de agua por torre, la relación entre el gasto másico de agua y de aire en la torre y el ancho de ésta.

El diámetro del ventilador va a modificar principalmente el tamaño de la torre de calor y, por ende, influirá en valores tan críticos como el número de torres de refrigeración a

emplear para cubrir la carga térmica o el calor intercambiado en cada una. Se empezará trabajando con un diámetro del ventilador igual al de referencia y se estimará más adelante si es necesario modificar o no este valor.

El flujo másico de agua por torre varía normalmente entre unos valores acotados de 0.8 y 4.2 (kg/s·m<sup>2</sup>). Esto se debe a que un flujo másico de agua excesivo supondría la creación de chorreras en la torre, al verse desbordado el empaquetamiento, afectando al funcionamiento del equipo. A su vez, un valor escaso del flujo másico puede conllevar problemas, como por ejemplo la sequedad del empaquetamiento. Como suposición inicial de este valor para la primera iteración se recomienda asumir el flujo másico más grande permitido dentro de los valores ya comentados. Esto se debe a que un mayor flujo másico de agua por torre supone un menor número de torres y ventiladores, y por lo tanto una menor inversión inicial.

Al igual que sucede con el flujo másico de agua, existen unos valores limitantes de la relación entre el gasto másico de agua y de aire en la torre. Estos límites se encuentran entre 0.5 y 2.5, y su restricción se debe al funcionamiento del ventilador, al encontrarse el máximo de la Curva de Eficiencia entre estos valores. Estos márgenes también tienen en cuenta el ruido producido por el ventilador, que ha de ser comprobado para obtener un diseño correcto. Como suposición inicial se tomará la mínima relación de gasto másico posible dentro de los límites ya comentados debido a que un menor gasto másico de aire por torre supone una velocidad inferior del ventilador, y por ende un menor consumo y ruido.

Finalmente, el ancho de la torre tiene un valor máximo que viene limitado por el tamaño del equipo de impulsión. El ventilador, circular y centrado visto desde la planta, no conseguirá succionar la misma cantidad de aire de los extremos de la torre si estos se encuentran muy lejos. En este trabajo se considerará que el límite del ancho de la torre admitido es de 1,75 veces el diámetro del ventilador. Por lo tanto, para esta primera iteración se adoptará dicho valor máximo, ya que una mayor área de la torre se traduce en un mayor gasto másico de aire (flujo másico acotado, pero no el gasto másico), dando lugar nuevamente a un menor coste. Es relevante recordar que, al estar diseñando una torre a contracorriente, el ancho de ésta coincide con su largo, por lo que su sección es cuadrada.

En resumen, las suposiciones iniciales para la primera iteración son las siguientes:

$$D_v = D_r = 10 \text{ m}$$

$$G_w = 4,2 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

$$r_G = 0,5$$

$$W = 1,75 D_v = 17,5 \text{ m}$$

Con estas suposiciones podemos hallar valores claves en la torre de refrigeración como:

$$G_o = \frac{G_w}{r_G} = 8,4 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

$$A_{torre} = W^2 = 306,25 \text{ m}^2$$

$$m_w = G_w A_{torre} = 1286,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_a = G_a A_{torre} = 2572,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### Paso 1.2- Cálculo de la temperatura de salida del aire:

Para hallar la temperatura de salida del aire basta con hacer un balance de energía en la torre usando las entalpías y empleando Coolprop.

$$i_{ao} = r_G (i_{wi} - i_{wo}) + i_{ai} = 88,01 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{ao} = 27,586 \text{ °C}$$

Una vez obtenido el valor de la temperatura del aire a la salida es posible averiguar el porcentaje de agua evaporada en la torre utilizando previamente el Coolprop para hallar la humedad específica del aire en cada punto, suponiendo que a la salida el aire se encuentra saturado.

$$m_{ev} = \frac{w_{ao} - w_{ai}}{r_G} = 1,753 \%$$

#### Paso 1.3- Cómputo de calor intercambiado y número de torres necesarias:

Una vez averiguadas las entalpías del agua a la entrada y a la salida, se obtiene el calor intercambiado en cada torre de refrigeración.

$$Q_{torre} = m_w (i_{wi} - i_{wo}) = 32686,066 \text{ kW}$$

Al conocer el calor total que se ha de intercambiar en las torres (el mismo que en el condensador) se puede definir el número de torres que harán falta para cubrir esta carga con las suposiciones iniciales.

$$N_{torres} = \text{ceil} \left( \frac{Q_{cond}}{Q_{torre}} \right) = 1$$

#### Paso 1.4- Determinación de la longitud del empaquetamiento:

Para calcular la longitud del empaquetamiento se ha de resolver la Integral de Merkel mediante el método llamado  $\varepsilon$ -NTU, ya que la Función de Empaquetamiento proporcionada (PF) está determinada de esta forma. Existe también otro método para resolver esta integral denominado como el de La Cuadratura Británica, que no se empleará en este trabajo.

En este método para resolver la Integral de Merkel existen dos casos en los cuales el procedimiento para la resolución varía ligeramente. Para distinguir cuál de los dos casos se aplican se han de averiguar previamente con el Coolprop las entalpías del aire saturado

a la temperatura del agua a la entrada ( $i_{swi}$ ) y salida ( $i_{swo}$ ) de la torre, y la entalpía del aire a su temperatura de entrada y salida. Así, las constante C máxima y mínima se calculan de la siguiente forma:

$$C_{max} = m_a = 1646 \text{ kg/s}$$

$$C_{min} = m_w \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 586,965 \text{ kg/s}$$

Se comprueba que la constante C máxima es mayor que la mínima por lo que se trata del Caso 1, de no ser así, se consideraría el Caso 2 de este método. Una vez definido el caso, se puede emplear las correlaciones correspondientes para obtener la integral de Merkel, averiguando previamente la entalpía del aire saturado a la temperatura media del agua en la torre ( $i_{swm}$ ), la eficiencia de la torre ( $\varepsilon$ ) y el NTU.

$$\lambda = \frac{i_{swi} + i_{swo} - 2 i_{swm}}{4} = 1511,586 \text{ J/kg}$$

$$\varepsilon = m_w \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{ai} - \lambda} = 0,756$$

$$C = r_G \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 0,357$$

$$NTU_{min} = \frac{-\ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - C \varepsilon}\right)}{1 - C} = 1,706$$

$$IMerkel = NTU_{min} \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 1,216$$

Tras definir el valor de la Integral de Merkel con el método  $\varepsilon$ -NTU, se utiliza la Función de Empaquetamiento (PF) para hallar la Longitud del Empaquetamiento.

$$PF = a_d \left(\frac{G_w}{G_a}\right)^{-b_d} = 0,349 \text{ 1/m}$$

$$L_{fill} = \frac{IMerkel}{PF} = 3,486$$

#### Paso 1.5- Cálculo de la pérdida de carga en la torre:

Tras obtener la longitud del empaquetamiento el siguiente paso será determinar la pérdida de carga en los distintos elementos de la torre, que debe ser igual al salto de presión en el ventilador.

Primero se obtiene el factor de pérdida de carga en el empaquetamiento por unidad de longitud de este:

$$k_{fill} = a_p \frac{G_w}{G_a} + b_p = 2,255$$

A seguir, se calculan las densidades del aire a la entrada y a la salida con el Coolprop, así como la densidad media en la torre de la siguiente forma:

$$\rho_{am} = 2 \left( \frac{1}{\rho_{ai}} + \frac{1}{\rho_{ao}} \right)^{-1} = 1,156 \frac{kg}{m^3}$$

Para concluir este paso, se define el salto de presiones generado por los distintos elementos de la torre y que ha de vencer el ventilador.

$$\begin{aligned} \Delta p_{torre} = k_{PS} \left( \frac{m_a (1 + w_{ai})}{W^2} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_{ai}} + (k_{EG} + k_{fill} L_{fill}) \left( \frac{m_a \left( 1 + \frac{w_{ai} + w_{ao}}{2} \right)}{W^2} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_{am}} \\ + k_{perd} \left( \frac{m_a (1 + w_{ao})}{\pi \frac{D^2}{4}} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_{ao}} = 829,38 Pa \end{aligned}$$

El primer término de esta ecuación se refiere a las pérdidas en las persianas y los soportes de la torre. Esta primera disminución de la presión está evaluada considerando las propiedades a la entrada del aire y tomando como área de paso la de la torre de refrigeración. El segundo sumando de esta expresión es la pérdida de carga relacionada con el empaquetamiento y el eliminador de gotas. Ambos elementos se encuentran dentro de la torre, por lo que sus propiedades se evalúan a la media entre la entrada y la salida de esta, aproximación razonable, y su área de paso es consecuentemente la de la torre. En el último término de esta ecuación se computa la disminución de la presión aguas abajo y arriba del ventilador basada en la velocidad en la sección del ventilador. Al estar referido a la velocidad y sección del ventilador, su expresión se computa con el área del ventilador y las propiedades a la salida de la torre, ya que es una torre de tiro inducido (el equipo de impulsión se encuentra a la salida).

#### Paso 1.6- Determinación del punto de funcionamiento del ventilador:

Tras haber obtenido la pérdida de carga que ha de vencer el equipo de impulsión, se puede calcular la velocidad de giro de éste. Para ello se utilizará la Curva de Funcionamiento empleando adecuadamente las Relaciones de Semejanza en ventiladores para referir el problema a las condiciones que se están tratando. De esta forma, se comprueba que el punto de funcionamiento del ventilador ha de ser el siguiente:

$$\begin{aligned} N_v &= 198,978 \text{ rpm} \\ V_v &= \frac{m_a (1 + w_{ao})}{\rho_{ao}} = 1455,307 \text{ m}^3/s \end{aligned}$$

Donde las variables  $N_v$  y  $V_v$  representan respectivamente la velocidad de giro y el caudal del ventilador en las condiciones de funcionamiento de la torre real.

A continuación, se utilizan las relaciones de semejanza para averiguar el caudal del ventilador de referencia ( $V_r$ ).



$$V_r = V_v \left( \frac{D_r}{D_v} \right)^3 \left( \frac{N_r}{N_v} \right) = 731,391 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con este valor del caudal es posible hallar el salto de presiones en el ventilador en las condiciones de referencia ( $\Delta p_r$ ) con la Curva de Funcionamiento propuesta.

$$\Delta p_r = 300 + 40 \cdot 10^{-3} V_r - 100 \cdot 10^{-6} V_r^2 - 150 \cdot 10^{-9} V_r^3 = 217,076 \text{ Pa}$$

Por último, usando nuevamente las relaciones de semejanza se define el salto de presiones en el ventilador para el problema planteado ( $\Delta p_v$ ), que ha de ser igual o ligeramente superior a las pérdidas ocasionadas en los distintos elementos ( $\Delta p_{\text{torre}}$ ).

$$\Delta p_v = \Delta p_r \left( \frac{D_r}{D_v} \right)^2 \left( \frac{N_r}{N_v} \right)^2 \frac{\rho_{ao}}{\rho_{ar}} = 829,397 \text{ Pa}$$

#### Paso 1.7- Cálculo de la eficiencia del ventilador:

Una vez determinado el punto de funcionamiento del ventilador en la torre de refrigeración inducida a contracorriente, el siguiente paso es calcular la eficiencia en estas condiciones. Para ello, se averiguará primero la potencia del ventilador en este punto y luego se utilizará la ecuación ya expuesta para la eficiencia de un ventilador.

$$P_r = 203300 - 60 V_r + 460 \cdot 10^{-3} V_r^2 - 400 \cdot 10^{-6} V_r^3 = 248,988 \text{ kW}$$

$$P_v = P_r \left( \frac{D_r}{D_v} \right)^5 \left( \frac{N_r}{N_v} \right)^3 \frac{\rho_{ao}}{\rho_{ar}} = 1892,93 \text{ kW}$$

$$\eta_r = \frac{\Delta p_r}{P_r} V_r = 63,765 \%$$

$$\eta_v = \frac{\Delta p_v}{P_v} V_v = 63,765 \%$$

De estos valores se comprueba que se han usado correctamente las Relaciones de Semejanza al corroborarse que la eficiencia en las condiciones del problema y en las de referencia son idénticas.

#### Paso 1.8- Cómputo del ruido producido por el ventilador:

El último paso antes de poder analizar todos los resultados es el de calcular el ruido producido por el ventilador en las condiciones de funcionamiento de la torre, para lo que se utiliza la expresión reflejada al principio de la sección. Este valor del ruido es crucial ya que este puede ser perjudicial para la salud de los trabajadores asignados a la planta. El valor a partir del cual el ruido empieza a generar malestar en un ser humano suele ser de unos 120 dB. Por dicho motivo, es importante mantenerse por debajo de un valor crítico de 100 dB.

$$L_{wv} = L_{wr} + 70 \log \left( \frac{D_v}{D_r} \right) + 50 \log \left( \frac{N_v}{N_r} \right) = 89,94 \text{ dB}$$

$$L_{w_T} = 10 \log \left( N_{torres} 10^{L_{wv}/10} \right) = 89,94 \text{ dB}$$

#### Paso 1.9- Análisis de los resultados obtenidos:

En esta primera iteración se han hecho las siguientes suposiciones iniciales:

TABLA 5.11: SUPOSICIONES INICIALES PRIMERA ITERACIÓN.

Variable	Valor numérico
<b>Diámetro del ventilador</b>	$D_v = 10 \text{ m}$
<b>Flujo másico de agua en la torre</b>	$G_w = 4,2 \text{ kg}/(\text{s m}^2)$
<b>Relación de gastos másicos</b>	$r_G = 0,5$
<b>Ancho de la torre</b>	$W = 17,5 \text{ m}$

Con las que se han obtenido los siguientes resultados:

TABLA 5.12: RESULTADOS PRIMERA ITERACIÓN.

Variable	Valor numérico
<b>Temperatura del aire a la salida</b>	$T_{ao} = 27,586 \text{ °C}$
<b>Carga térmica cubierta por torre</b>	$Q_{torre} = 32686,066 \text{ kW}$
<b>Longitud del empaquetamiento</b>	$L_{fill} = 3,486 \text{ m}$
<b>Velocidad de giro del ventilador</b>	$N_v = 198,978 \text{ rpm}$
<b>Caudal de aire en la torre</b>	$V_v = 1455,307 \text{ m}^3/\text{s}$
<b>Salto de presiones generado por el ventilador</b>	$\Delta p_v = 829,397 \text{ Pa}$
<b>Potencia consumida por cada ventilador</b>	$P_v = 1892,93 \text{ kW}$
<b>Eficiencia de cada ventilador</b>	$\eta_v = 63,765 \%$
<b>Ruido generado por cada ventilador</b>	$L_{w_T} = 89,94 \text{ dB}$
<b>Número de torres</b>	$N_{torres} = 1$
<b>Potencia total consumida</b>	$P_{T_v} = P_v N_{torres} = 1892,93 \text{ kW}$

Además, se ha determinado con las Curvas del ventilador que el punto óptimo de funcionamiento de esta máquina es:

$$\eta_{max} = 63,851 \%$$

Se aprecia que la solución alcanzada con estas suposiciones iniciales se acerca en gran medida al punto de funcionamiento óptimo del ventilador, ya que la eficiencia lograda es muy cercana a la máxima. El ruido generado por el ventilador en el punto de

funcionamiento de la torre también es satisfactorio al es menor que el valor crítico fijado de unos 100 dB, aunque mejorable.

A pesar de haber alcanzado un resultado aceptable, es posible mejorar el diseño para estar lo más próximo posible al punto de funcionamiento óptimo del ventilador. De los resultados conseguidos se puede concluir que para alcanzar dicho punto se requiere un menor caudal de aire en el ventilador para las condiciones de referencia. En consecuencia, se ha de intentar disminuir el caudal de aire, teniendo siempre en cuenta el ahorro económico.

Mientras que la carga térmica cubierta por cada torre diseñada en esta primera iteración es de unos 32,686 MW térmicos, el calor que se necesita evacuar del condensador es de tan sólo 17,903 MW. Esto supone el desaprovechamiento excesivo de la torre y un nivel de consumo más elevado de energía en el ventilador que el estrictamente necesario. Por lo tanto, con el fin de adecuar la solución a las condiciones de diseño y garantizar un mejor aprovechamiento de ésta, se propone reducir el tamaño del ventilador de los 8m de diámetro de referencia a 6m en la siguiente iteración.

Como se ha explicado anteriormente, a la hora de asumir por primera vez las suposiciones iniciales, tanto el flujo másico de agua como el ancho de la torre son valores que se intentarán maximizar. Esto se debe a que ambos definen el gasto másico de agua por torre que se traduce a su vez en el número de torres a emplear para cubrir la carga térmica de refrigeración del ciclo. Un menor número de torres supone, siempre y cuando los ventiladores funcionan de manera óptima a largo plazo, una menor inversión inicial, una disminución de la superficie ocupada y una reducción del consumo de energía. La modificación del diámetro conllevará una reducción del área transversal de la torre variando así el punto de funcionamiento ligeramente, cuyo valor no ha sido alcanzado. Por este motivo, se intentará lograr dicho punto aumentando la relación entre el flujo másico de agua y de aire. En el caso de que no sea posible lograr el funcionamiento deseado del ventilador únicamente con la modificación de esta suposición se examinarán más adelante las medidas a tomar.

Tras este primer cálculo se ha de ir asumiendo distintos valores para las suposiciones iniciales de forma razonada hasta lograr una solución final en la que el punto de funcionamiento se encuentre lo más próximo posible al óptimo y se cumpla con los límites de ruido. El proceso de cálculo es el mismo en cada repetición, por ende, se pasará directamente a los valores obtenidos para la iteración final.

### **Iteración final:**

#### **Paso 2.1- Suposición de parámetros iniciales para la iteración final:**

Como ya se ha explicado, para comenzar la resolución se deben suponer unos valores para: el diámetro del ventilador, el flujo másico de agua por torre, la relación entre el gasto másico de agua y de aire en la torre y el ancho de esta. Estas variables pueden tomar

unos valores acotados por varios motivos explicados previamente. De esta manera, se considerarán unos valores máximos para el flujo másico de aire y para el ancho de la torre motivado por el fin de conseguir maximizar el gasto másico de agua por torre, y por lo tanto lograr una reducción tanto en los costes como en el espacio ocupado.

Las suposiciones iniciales para esta iteración final son las siguientes:

$$D_v = D_r = 6 \text{ m}$$

$$G_w = 4,2 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

$$r_G = 0,6$$

$$W = 1,75 D_v = 10,5 \text{ m}$$

Con estas hipótesis se obtiene que:

$$G_a = 7 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

$$A_{\text{torre}} = 110,25 \text{ m}^2$$

$$m_w = 463,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_a = 771,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### Paso 2.2- Cálculo de la temperatura de salida del aire:

Para hallar la nueva temperatura de salida del aire basta con repetir el balance de energía en la torre usando las entalpías.

$$T_{ao} = 28,414 \text{ °C}$$

Dando lugar al siguiente porcentaje de agua evaporada en la torre:

$$m_{ev} = 1,664 \%$$

#### Paso 2.3- Cómputo del calor intercambiado y número de torres necesarias:

Del mismo modo que en la primera iteración, a continuación, se averigua el calor intercambiado en cada torre y el número de torres necesarias.

$$Q_{\text{torre}} = 18385,912 \text{ kW}$$

$$N_{\text{torres}} = 1$$

#### Paso 2.4- Determinación de la longitud del empaquetamiento:

Para definir la nueva longitud del empaquetamiento se ha de obtener otra vez la Integral de Merkel. Como ya se ha hecho anteriormente, para resolver esta integral utilizaremos el método  $\varepsilon$ -NTU, dado que la Función de Empaquetamiento que se ha proporcionado (PF) está calculada con este método. Para ello se ha de averiguar primero las entalpías del aire saturado a la temperatura del agua a la entrada y salida de la torre y la entalpía del aire a su temperatura de entrada y salida con el Coolprop. De manera reiterada, se debe verificar el caso del método en cuestión en el que se está trabajando para poder emplear las correlaciones correspondientes.

$$C_{max} = 771,75 \text{ kg/s}$$

$$C_{min} = 330,168 \text{ kg/s}$$

De este modo, se cumple nuevamente que la constante C máxima es mayor que la mínima, tratándose así del Caso 1. Así, se puede ahora determinar el valor de la integral averiguando previamente la entalpía del aire saturado a la temperatura media del agua en la torre, la eficiencia de la torre y el NTU.

$$\varepsilon = 0,756$$

$$NTU_{min} = 1,784$$

$$IMerkel = 1,272$$

Tras haber definido el valor de la Integral de Merkel con el método  $\varepsilon$ -NTU, se utiliza la Función de Empaquetamiento (PF) para hallar la nueva Longitud del Empaquetamiento.

$$L_{fill} = 4,024 \text{ m}$$

#### Paso 2.5- Cálculo de la pérdida de carga en la torre:

Tras averiguar la longitud del empaquetamiento es factible hallar la nueva pérdida de carga ocasionada en los distintos elementos de forma idéntica a la primera iteración.

$$\Delta p_{torre} = 619,627 \text{ Pa}$$

#### Paso 2.6- Determinación del punto de funcionamiento del ventilador:

A continuación, se ha de calcular la velocidad de giro del ventilador de la misma forma que en la primera iteración. Para ello se utiliza la Curva de Funcionamiento y las Relaciones de semejanza a través de las cuales también es posible averiguar el caudal de aire y el salto de presiones en el ventilador en las condiciones de referencia y en las del problema.

$$N_v = 226,951 \text{ rpm}$$

$$V_v = 685,341 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_r = 715,799 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta p_r = 222,382 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_v = 619,631 \text{ Pa}$$

Paso 2.7- Cómputo de la eficiencia del ventilador:

Una vez determinado el nuevo punto de funcionamiento del ventilador de la torre de refrigeración inducida a contracorriente, el siguiente paso es calcular la eficiencia en dichas condiciones, obteniendo previamente la potencia del ventilador en este punto (Curva de Potencia).

$$P_r = 249,34 \text{ kW}$$

$$P_v = 665,183 \text{ kW}$$

$$\eta_v = 63,841 \%$$

Paso 2.8- Cálculo del ruido producido por el ventilador:

Nuevamente, el último paso antes de poder analizar todos los resultados consiste en averiguar el ruido producido por el ventilador en las condiciones de funcionamiento.

$$L_{w\_T} = 84,051 \text{ dB}$$

Paso 2.9- Análisis de los resultados logrados:

En esta iteración final se han realizado las siguientes suposiciones iniciales:

TABLA 5.13: SUPOSICIONES INICIALES ITERACIÓN FINAL.

Variable	Valor numérico
<b>Diámetro del ventilador</b>	$D_v = 6 \text{ m}$
<b>Flujo másico de agua en la torre</b>	$G_w = 4,2 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$
<b>Relación de gastos másicos</b>	$r_G = 0,6$
<b>Ancho de la torre</b>	$W = 10,5 \text{ m}$

Con las que se ha obtenido los resultados expuestos en la Tabla 5.14 a continuación.

TABLA 5.14: RESULTADOS ITERACIÓN FINAL.

Variable	Valor numérico
Temperatura del aire a la salida	$T_{ao} = 28,414\text{ }^{\circ}\text{C}$
Carga térmica cubierta por torre	$Q_{torre} = 18385,912\text{ kW}$
Longitud del empaquetamiento	$L_{fill} = 4,024\text{ m}$
Velocidad de giro del ventilador	$N_v = 226,951\text{ rpm}$
Caudal de aire en la torre	$V_v = 685,341\text{ m}^3/\text{s}$
Salto de presiones generado por el ventilador	$\Delta p_v = 619,631\text{ Pa}$
Potencia consumida por cada ventilador	$P_v = 665,183\text{ kW}$
Eficiencia de cada ventilador	$\eta_v = 63,841\text{ \%}$
Ruido generado por cada ventilador	$L_{w,T} = 84,051\text{ dB}$
Número de torres	$N_{torres} = 1$
Potencia total consumida	$P_{T_v} = P_v N_{torres} = 665,183\text{ kW}$

Analizando los resultados logrados se puede afirmar que la solución alcanzada para esta iteración final se acerca en gran medida al punto de funcionamiento óptimo del ventilador, dado que la eficiencia lograda es muy parecida a la máxima (0,01% menor). El ruido generado por el ventilador para las condiciones de funcionamiento de la torre es también similar al de las condiciones de referencia (75 dB) y aceptable, ya que es mucho al valor crítico de unos 100 dB.

Comparando con los resultados obtenidos para la primera iteración se constata que, además de mejorar la eficiencia, se ha conseguido disminuir el ruido generado por los ventiladores en torno a 6 dB, a pesar de haber aumentado su velocidad de giro. Este fenómeno se debe a la reducción del diámetro del ventilador, cuyo tamaño es decisivo en el ruido generado. Otro efecto positivo y muy sustancial que ha conllevado el reajuste del diámetro del ventilador es la reducción significativa de la potencia total consumida, pasando a ser ésta aproximadamente 3 veces inferior a la de la iteración inicial. Finalmente, como se deseaba, el nuevo ventilador de 6m de diámetro da lugar a un mayor aprovechamiento de cada torre de refrigeración al pasar de unos 32,686 MW térmicos en la iteración inicial a un valor de 18,386 MW, que se asemeja mucho más a la carga térmica por cubrir de 17,903 MW. Aparte, se observa como el número de torres se mantiene constante y la longitud del empaquetamiento ha aumentado.

Sería posible intentar incrementar ligeramente más la relación de caudales para buscar alcanzar una eficiencia aún mayor. Sin embargo, se ha podido comprobar, al intensificar la relación de flujos en la torre de refrigeración aumenta la longitud del empaquetamiento. En la solución aportada se ha definido una longitud de empaquetamiento de unos 4 metros

que, teniendo en cuenta las dimensiones de la torre, es más que razonable. En consecuencia, al considerarse que la relación de caudales asumida arroja una eficiencia del ventilador extremadamente próxima al óptimo y no querer elevar aún más la longitud del empaquetamiento, se concluye que los resultados alcanzados son ampliamente satisfactorios.

Debido a la cantidad de variables que se han de fijar desde el inicio, es difícil encontrar una solución con un rendimiento mayor al alcanzado en la ya propuesta y que cumpla con todos los requisitos. Así, para encontrar un resultado más deseable habría que aplicar algoritmos de optimización, cuya implantación aumentaría la complejidad de resolución del problema de diseño. Igualmente, si se quiere optimizar el diseño de forma minuciosa también sería necesario tener en cuenta variables económicas como el precio de la electricidad, el coste del agua evaporada o el coste de los distintos elementos.

Por lo tanto, se concluye que la solución obtenida para el diseño de las torres inducidas a contracorriente es notable, al cumplirse todos los requisitos y alcanzar un rendimiento casi óptimo.

Los cálculos de esta sección se encuentran recogidos en el ANEXO C.2 adjunto.

Finalmente, se comprueba en la Figura 5.6 como el diseño empleado en la central Gemasolar y el alcanzado por el método descrito es muy similar, con un lado de la torre algo menor que los 12,305 metros de ancho de los heliostatos próximos. Por tanto, se puede concluir que el diseño alcanzado es muy acorde con la realidad. Sin embargo, en dicha central se requieren hasta 3 torres de refrigeración de este tipo. Estas dos torres de refrigeración de más en Gemasolar se atribuyen en parte a la necesidad de tener equipos de refrigeración de repuesto para prevenir graves accidentes en caso de avería. Por otro lado, también con el fin de garantizar el correcto funcionamiento ante posibles averías en los cuerpos de turbinado, normalmente se instala una capacidad de refrigeración para poder disipar toda la energía aportada en el ciclo. Para el trabajo en cuestión esta potencia térmica es de unos 32,116 MW térmicos, que es ampliamente superior a los 17,903 MW extraídos en el condensador. A pesar de esta diferencia con la configuración de la central Gemasolar, es aceptable considerar la solución alcanzada como satisfactoria al no tenerse en cuenta en este trabajo fenómenos puntuales como posibles problemas en el funcionamiento de la central o, por ejemplo, festivos que supongan una parada forzosa.

*Fuentes consultadas: [48], [70] a [73]*



## CAPÍTULO 6: MARCO REGULADOR Y ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

### 6.1 Marco regulador:

En cuanto al marco regulador aplicado a este proyecto, la principal ley que regula el funcionamiento y las retribuciones para las centrales de producción de potencia basadas en energía renovables es el “*Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos*” (Fuente [74]). Dicha ley se introduce para asegurar un nivel de rentabilidad razonable de estos proyectos, con el fin de fomentar su crecimiento. Así, se estipula unas retribuciones o subvenciones tanto a la inversión inicial como a la operación, que se otorgarán en función de varios factores.

*“De acuerdo con este nuevo marco, las instalaciones podrán percibir durante su vida útil regulatoria, adicionalmente a la retribución por la venta de la energía valorada al precio del mercado, una retribución específica compuesta por un término por unidad de potencia instalada que cubra, cuando proceda, los costes de inversión para cada instalación tipo que no puedan ser recuperados por la venta de la energía en el mercado, al que se denomina retribución a la inversión, y un término a la operación que cubra, en su caso, la diferencia entre los costes de explotación y los ingresos por la participación en el mercado de producción de dicha instalación tipo, al que se denomina retribución a la operación.”*

Es importante destacar que las ayudas reguladas por esta ley a las instalaciones que produzcan electricidad a partir de fuentes de energías renovables se otorgarán durante la vida útil estipulada para cada una. La central desarrollada en este proyecto pertenece a la Categoría b (“*Instalaciones que utilicen como energía primaria alguna de las energías renovables no fósiles*”), Grupo b.1 (“*Instalaciones que utilicen como energía primaria la energía solar*”), y más concretamente al Subgrupo b.1.2 (“*Instalaciones que únicamente utilicen procesos térmicos para la transformación de la energía solar, como energía primaria, en electricidad.*”). La vida útil de cada tipo de instalación lo fija la Comisión Nacional de Mercados y la Competencia (CNMC), siendo esta para instalaciones del Subgrupo mencionado de 25 años (Fuente [75]).

Como es obvio, las retribuciones se van a entregar únicamente a aquellas instalaciones que cumplen con los requisitos mencionados en la ley. Uno de estos impone que la aportación de dichas subvenciones se va a realizar a aquellos proyectos que no alcancen una “rentabilidad razonable”. En caso de alcanzarse dicho valor variable a lo largo del tiempo se dejarán de percibir las ayudas económicas estipuladas por este Real Decreto. Según el Artículo 19 el valor de esta rentabilidad razonable se define de la siguiente forma:

*“El valor sobre el que girará la rentabilidad razonable de las instalaciones tipo se calculará como la media del rendimiento de las Obligaciones del Estado a diez años en*

*el mercado secundario de los 24 meses previos al mes de mayo del año anterior al del inicio del periodo regulatorio incrementada en un diferencial.”*

Posteriormente, en la “*Orden IET/1045/2014, de 16 de junio, por la que se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos*” (Fuente [76]) se impone en el apartado “1.3 Valor aplicable para la rentabilidad razonable” que el valor de dicha rentabilidad razonable es de un 7,398%.

*“El rendimiento medio en el mercado secundario (...) de las Obligaciones del Estado a diez años (...) aplicable a los cálculos de parámetros retributivos para las instalaciones con derecho a la percepción del régimen económico primado, es de 4,398.*

*Al sumarle a este valor 300 puntos básicos, el valor de rentabilidad razonable aplicable utilizado para el cálculo es de 7,398.”*

Si se cumplen los varios requisitos impuestos en el Real Decreto 413/2014 mencionado previamente, las instalaciones percibirán las retribuciones que les corresponden. Estas se calculan en base a parámetros como los años restantes de vida útil o el valor actual neto por unidad de potencia.

Posteriormente, se introdujo el “*Real Decreto 650/2017, de 16 de junio, por el que se establece un cupo de 3.000 MW de potencia instalada, de nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables en el sistema eléctrico peninsular, al que se podrá otorgar el régimen retributivo específico*” (Fuente [77]). En esta ley se destaca el cumplimiento amplio de los objetivos para el consumo con energías renovables en el año 2014 (17,3% frente a los 12,1% estipulados). Sin embargo, con la ralentización o casi congelación del crecimiento de las renovables en los últimos años y el incremento anual del consumo en un 0,8% anual, se prevé que no se cumplirá el objetivo de un consumo con un 20% de energías renovables impuesto por la Unión Europea como parte del Objetivo 20-20, mencionado en la Sección 1.4.2. En consecuencia, se promulgó dicha ley para intentar impulsar nuevos proyectos mediante la subasta del cupo de 3000 MW con retribuciones. Debido a su mayor competitividad con las tecnologías convencionales, como consecuencia de una mayor madurez en sus tecnologías, dicha subasta se adjudicó únicamente a proyectos de tecnología eólica y fotovoltaica en la parte peninsular del territorio español.

Finalmente, al igual que cualquier otra central de producción de electricidad, el proyecto en cuestión se encuentra regulado por infinidad de leyes que velan por la seguridad en el interior de la instalación y la reducción del impacto sobre su entorno. Una de las regulaciones a cumplir por cualquier planta de generación de potencia es el “*Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis*” (Fuente [77]). Esta bacteria de desarrolla especialmente en el agua con rangos de temperaturas similares a los encontrados en las torres de refrigeración de las centrales (20 a 45°C), y es posteriormente transmitida mediante la suspensión de partículas acuosas en el aire. Así, en el Apartado 1.E del

Artículo 7 de esta ley se estipula que las torres de refrigeración “*Deberán disponer de sistemas separadores de gotas de alta eficiencia cuyo caudal de agua arrastrado será menor del 0,05 por ciento del caudal de agua circulante*”.

Aplicando esta restricción a las restricciones comentadas y según los resultados alcanzados en la Sección 5.2.B, se obtienen los siguientes gastos másicos de agua en la torre diseñada en este proyecto (Tabla 6.1):

TABLA 6.1: GASTOS MÁSIKO EN LA TORRE EN FUNCIÓN DEL N° DE CONCENTRACIONES.

Refrig. (kg/s)	Evapor. (%)	Arrastr. (%)	Nº concentr.	Purga (%)	Repos. (%)
463,05	1.664	0.05	2	1,6	3,3
			4	0,5	2,2

En la Tabla 6.1 se observa como el gasto másico de reposición (aquel que conlleva un coste sustancial) depende en gran medida del número de concentraciones impuesto para la torre de refrigeración. Cuanto menor sea el número de concentraciones mayor será el gasto másico de reposición y por ende su coste. Sin embargo, este menor número de concentraciones también supondrá un mejor mantenimiento de la torre, y por lo tanto un menor coste de reparación y menores paradas. En consecuencia, el valor de la concentración viene fijado por parámetros económicos, encontrándose típicamente entre los valores de 2 y 4 impuestos.

*Fuentes consultadas: [50], [74] a [77]*

## 6.2 Impacto socio-económico:

Según el marco regulador mencionado en la sección previa, en caso de no ser lo suficientemente competitiva, el Estado Español se asegura por ley una rentabilidad razonable de las centrales con energías renovables. Para realizar una rápida estimación de los flujos de caja del proyecto diseñado, así como de las retribuciones a percibir en caso de necesidad se ha empleado los datos expuestos en la Orden ETU/130/2017 (Fuente [78]), donde la central Gemasolar se corresponde al código IT-00614.

De esta forma, se han tomado los valores de las previsiones para los años 2017, 2018 y 2019 de los costes, beneficios y retribuciones para la central Gemasolar, que se ha tomado como un punto de referencia en este proyecto. Según lo estipulado por el Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital en la Orden mencionada, se ha supuesto una pérdida de eficiencia anual de las instalaciones de un 0,2%. Es de destacar que se ha supuesto un Coste de Explotación 20% mayor a aquel estipulado para la central Gemasolar como previsión de los costes de mantenimiento superiores en el emplazamiento de Fuerteventura debido a su situación cercana al mar y los fenómenos meteorológicos en la zona (calima). Para el cálculo del flujo de fondos futuros de la central, se ha asumido que

la evolución anual del coste de explotación es homogénea con aquel de la remuneración para la energía producida.

De esta forma, se ha obtenido un Coste de Explotación de 157,024 €/MWh, una Inversión inicial de 180,545 M€ (Millones de Euros) e unos Ingresos por venta de electricidad de 44,467 €/MWh. Como evidencian estos resultados, el proyecto es altamente dependiente de las Retribuciones adjudicadas, siendo el coste de producción de la energía más de tres veces superior a aquel de venta (157,024 frente a 44,467 €/MWh). Por este motivo, se puede asegurar que, recurriendo al Real Decreto 413/2014, se percibirán Retribuciones a la Operación (RO) y a la Inversión (RI) hasta garantizarse la rentabilidad razonable de 7,398%. Ajustando las retribuciones en base a aquellas percibidas por Gemasolar y según las simulaciones llevadas a cabo, se obtiene una Retribución a la Inversión de 17,365 M€ anuales constante, y una Retribución a la Operación anual de 87,306 €/MWh o 8,405 M€ para el primer año de funcionamiento de la planta. El flujo de fondos del proyecto varía ligeramente en función de cada año como consecuencia de la pérdida de eficiencia de las instalaciones, consiguiéndose 14,905 M€ el primer año (sin tener en cuenta la inversión inicial) y 15,021 M€ para el último (25 años de vida útil). Siendo de esta forma la Tasa de Retorno a la Inversión (TIR) igual a la rentabilidad razonable especificada por ley (7,398%) y el Valor Actual Neto (VAN) del proyecto 51,129 M€, teniendo en cuenta la tasa especificada para las Obligaciones del Estado en el Real Decreto mencionado previamente (4,398%). A lo largo de su vida útil se estima que el proyecto percibirá un total de 639,279 M€ en retribuciones del Estado Español, dando lugar a un impacto económico sobre la sociedad.

Desde un punto de vista monetario el proyecto presentado no se considera rentable en la actualidad, pero en dichos análisis económicos no se tienen en cuenta dos factores importantes que supondrán previsiblemente la rentabilidad de estas instalaciones a futuro. En primer lugar, hoy en día no se sopesa el coste de las emisiones generadas por los combustibles fósiles, no contabilizándose el impacto de perjudicar al medioambiente. Sin embargo, en un futuro no muy lejano se prevé que esto cambie, introduciéndose multas y tasas regulatorias que intenten limitar la polución y el consumo de los recursos no renovables de la Tierra. En segundo lugar, como se estipula en la Real Decreto 650/2017, actualmente se considera que no se alcanzará los objetivos próximos en materia de emisiones y producción con energías renovables propuestos por la Unión Europea para el año 2020. El incumplimiento de estos pactos suele implicar fuertes sanciones económicas al país por parte de las organizaciones mundiales. Por lo tanto, el resultado negativo del análisis hasta la fecha debería compensarse en alguna medida por el efecto positivo de estos dos fenómenos mencionados.

En cuanto al aspecto medioambiental, queda claro que el proyecto propuesto ayudaría a reducir la acción antropogénica causante de fenómenos como el calentamiento global. Además de suponer una mejor producción anual frente a localizaciones en la península, el emplazamiento seleccionado en Fuerteventura lograría reducir la dependencia de los combustibles fósiles en la Comunidad Autónoma de Canarias. De esta forma, según los datos de Red Eléctrica de España para el año 2017, en las islas Canarias se consumieron un total de 8,955 GWh y se emitieron 6988 tCO<sub>2</sub>, lo que implica un mix eléctrico de 0,780

tCO<sub>2</sub>/MWh. Mientras tanto, el valor de este parámetro en el sistema peninsular es de tan sólo 0,181 tCO<sub>2</sub>/MWh para el mismo período, evidenciando el gran consumo no renovable en la comunidad autónoma elegida y los altos niveles de emisiones que ello implica. En consecuencia, la central diseñada conseguiría disminuir las emisiones de este gas de efecto invernadero en 75.090 toneladas gracias a la generación de 96,269 GWh en el año inicial de forma limpia.

A pesar de poseer un impacto medioambiental extremadamente reducido en comparación con los combustibles fósiles, las centrales de energía solar térmica afectan en cierta medida a sus alrededores. En este caso el emplazamiento elegido es una llanura casi desértica sin rastro de fauna o flora según las imágenes contempladas, debiendo tenerse especial cuidado de no situar las instalaciones en regiones con vegetación protegida especialmente. Además de su repercusión sobre la flora local, uno de los mayores impactos de las plantas termosolares es el amplio terreno que ocupa y que descarta a su vez la utilización de este para otras actividades, como la agricultura. Por último, como se ha visto en la sección previa, el sistema de refrigeración por agua propuesto supone un consumo máximo de 7,474 kg/s o aproximadamente 647,664 m<sup>3</sup> al día. El importante consumo de agua se podría disminuir significativamente si se empleara una refrigeración por aire, aunque esta conllevaría un mayor consumo de los equipos secundarios y una mayor temperatura de condensación que se traduce en un peor rendimiento de las instalaciones.

*Fuentes consultadas: [12], [78], [79] y [80]*

### **6.3 Presupuesto de elaboración del proyecto:**

Todo proyecto conlleva un coste asociado a pesar de ser teórico, como es el caso de este en concreto. De esta forma, se estimará un coste total para la elaboración del proyecto de fin de estudios, teniendo en cuenta costes como el de recursos humanos o de los recursos materiales usados. Se ha asumido un precio por hora de 15 € para el estudiante (Ingeniero Junior) y 60 € para el tutor (Ingeniero Sénior). El coste de los desplazamientos realizados se ha considerado como 3,14€ ida y vuelta, teniendo en cuenta la distancia recorrida, el precio del combustible y el consumo del transporte utilizado. Para realizar este proyecto se estima que se han empleado un total de 700 € en equipos informáticos, 100 € en material de oficina y servicios de impresión, y 9 meses de realización con un coste del acceso a internet de 20 € para cada uno de ellos. Por último, las licencias de software y material de apoyo consultado han sido íntegramente proporcionados por la universidad en la que se ha desarrollado el trabajo. Consecuentemente, se ha incluido en dicho análisis el coste de matriculación durante un curso lectivo (en torno a 1800€).

De esta forma, como se puede comprobar en la Tabla 6.2, el coste total de elaboración del proyecto se estima en 22.011 €.

TABLA 6.2: PRESUPUESTO DE ELABORACIÓN DEL PROYECTO.

Concepto	Cantidad	Precio	Importe (€)
Ingeniero Junior	1200 horas	15 €/horas	18000
Ingeniero Sénior	20 horas	60 €/hora	1200
Desplazamientos	10	3,14 €/despl.	31,4
Equipos informáticos	-	-	700
Licencias de software y material consultado	1 año	1800 €/año	1800
Material de oficina y servicios de impresión	-	-	100
Conexión a internet	9 meses	20 €/mes	180
<b>COSTE TOTAL DE ELABORACIÓN (€)</b>			<b>22011,4</b>

## **CAPÍTULO 7: CONCLUSIÓN**

### **7.1 Síntesis final:**

En el inicio de este documento se analizó el panorama mundial y español de consumo de energía para cada uno de los recursos existentes, llegándose a la conclusión de que el modelo productivo actual es insostenible. Tanto el agotamiento de los combustibles fósiles como el grave problema medioambiental al que se enfrentan las civilizaciones del siglo XXI, obligan a desempeñar una labor intensiva de fomento e implantación de las energías renovables con el fin de garantizar un futuro adecuado.

Dentro de los recursos renovables existentes, la energía solar se presenta como aquella con un mayor futuro por ser precursora del resto de las formas de energía (gran cantidad disponible), además de por el excelente nivel de irradiación que se alcanza en España a lo largo de todo el año.

Evaluando las distintas tecnologías que aprovechan el recurso solar se seleccionó la de heliostatos con receptor central. Este método posibilita un alto nivel de concentración que da lugar a rendimientos apreciablemente elevados en comparación con el resto de las opciones. Por otro lado, la tecnología de receptor central es compatible con un alto grado de almacenamiento mediante sales fundidas. Dicho almacenamiento confiere a las instalaciones una notable independencia del recurso solar, que se traduce en una producción de energía mucho más estable y eficiente. Además de los beneficios que supone este desacoplamiento de la captación y la producción para las instalaciones diseñadas, esto es de especial interés si se quiere llegar a sustituir las centrales base de combustibles fósiles que se encuentran actualmente en funcionamiento.

Una vez seleccionado el recurso energético y la tecnología a emplear para el aprovechamiento de este se realizó el proyecto de detalle de la central. El primer factor definido fue el emplazamiento de la planta, que posee una gran importancia sobre la cantidad de recursos disponibles, pero también sobre el coste de la central. Para determinar la potencia de la turbina y el almacenamiento óptimo se realizaron numerosas simulaciones de la producción a lo largo de todo el año en las instalaciones. Luego de calcular debidamente el punto de funcionamiento, y por ende el ciclo termodinámico de la central, se procedió al dimensionado de varios de los distintos equipos termodinámicos. Por último, y no menos importante, se evaluó de forma breve el marco regulador e impacto socio-económico de la central de producción de potencia diseñada.

### **7.2 Resumen y discusión de los resultados obtenidos:**

En este proyecto se tomó la decisión clave de situar las instalaciones diseñadas en la Comunidad Autónoma de Canarias, más concretamente en Fuerteventura (28° 10' 37,2'' N 14° 14' 27.599'' O), contrariamente a la localización peninsular normalmente adoptada. A pesar de poder suponer mayores costes de operación como consecuencia de la alta suspensión de partículas que se prevé en dicho emplazamiento, su menor latitud le

confiere la enorme ventaja de ostentar un nivel de irradiación con una variabilidad menor, y mayor energía captada a lo largo de todo el año ( $6104,912 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{día}$  frente a  $5940,219 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{día}$  en el continente).

Para la localización seleccionada se desarrolló el sistema de captación en base a la central Gemasolar, siendo esta la única que emplea la misma tecnología en el territorio español. De esta forma, se elaboró un campo solar comprendido por un receptor central cilíndrico situado en lo alto de una torre de 130 metros, al que reflejan la irradiación un total de 2626 heliostatos (área reflectiva total de  $303828 \text{ m}^2$ ), distribuidos en un campo circular. La asimetría de los datos recogidos para este emplazamiento y el favorecimiento llevado a cabo en las centrales de esta tecnología para las últimas horas del día, han supuesto la ligera desviación con respecto al eje N-S (aproximadamente  $10^\circ$ ) del diseño propuesto por el programa SolarPILOT. Gracias a la simulación para los días típicos de cada mes con la herramienta mencionada, se consiguió posteriormente analizar el funcionamiento del sistema de captación de forma anual.

En los cálculos realizados se concluyó que el punto óptimo de diseño de la central se corresponde con una potencia de la turbina de 14,409 MW o un almacenamiento de 3706,678 toneladas de sales fundidas (13 horas). Al emplearse la mezcla Solar Salt, el tanque de mayor temperatura ( $565^\circ\text{C}$ ) posee un volumen de  $2141,771 \text{ m}^3$ , o diámetro y altura de 13,971 m, y el de menor temperatura ( $290^\circ\text{C}$ ) un volumen de  $1945,093 \text{ m}^3$ , que supone unas dimensiones de 13,53 m.

La simulación anual de este caso óptimo pronosticó un total de 96,269 GWh de electricidad neta producida durante 7116 horas de funcionamiento de la central, 6626 de ellas a plena carga, con un rendimiento medio total de las instalaciones de un 14,112%. Entre estos resultados, destaca la producción prácticamente ininterrumpida y a plena carga alcanzada en el mes de mayor irradiación para dichos valores. El correcto dimensionado del almacenamiento da lugar a un Factor de capacidad de un 77,32%, cumpliéndose ampliamente con el objetivo de lograr una alta estabilidad en la producción. Además, se comprobó la correcta adecuación de la producción al consumo previsto en la isla de Fuerteventura. En esta simulación final se pudo confirmar la baja relevancia de las pérdidas en ambos tanques respecto a la energía almacenada, corroborándose así las suposiciones realizadas. La comparación de estos resultados con el caso de la central Gemasolar se corresponde con las previsiones realizadas a la hora de la selección del emplazamiento, consiguiendo en el diseño propuesto una mayor energía neta y horas de funcionamiento anual, a pesar de su potencia de la turbina y almacenamiento menor ( $96,27 \text{ GWh/año}$  frente a  $80 \text{ GWh/año}$ ).

El dimensionado de los distintos equipos del ciclo termodinámico utilizados en la central se realizó a partir de los resultados obtenidos para el funcionamiento de éste a plena carga, tras la determinación de la potencia de la turbina en el punto de diseño. Se calcularon en primer lugar las características de los cinco intercambiadores de calor de superficie dispuestos en este ciclo de la forma más precisa posible con la ayuda de Mathcad y Coolprop, pero asumiendo como constantes los coeficientes de transferencia de calor en cada una de ellas. Los resultados conseguidos mediante el método empleado satisfacen



aquellos arrojados por el Thermoflow lográndose, por ejemplo, para el cFWH2 una transferencia de calor entre ambos fluidos de 1844 kW gracias a una carcasa de 6,382 m de largo y 24,7 cm de diámetro.

Por otro lado, se dimensionó también el sistema de refrigeración por agua con torres de tiro mecánico inducido a contracorriente de la planta. Para el condensador de superficie se estimó la necesidad de un total de 971 tubos, encontrados en el interior de una carcasa de 87,9 cm de diámetro y 18,828 m de longitud. Se diseñó una torre de sección cuadrada con 10,5m en cada uno de sus lados, un ventilador de 6m de diámetro y un empaquetamiento de 4,024m de espesor. El funcionamiento de esta única torre de refrigeración en las condiciones más desfavorables supone un consumo de 665,2kW para alcanzar una velocidad cercana a las 227 revoluciones por minuto en el ventilador, transfiriéndose así 18,386MW desde los 463kg/s de agua (refrigerante) al ambiente. En el proceso de dimensionado de la torre de refrigeración se tuvieron en cuenta varios aspectos, como el económico, mediante los límites impuestos a las suposiciones iniciales, o la seguridad, gracias a la comprobación del ruido generado. La validación de los resultados conseguidos para esta maquinaria se consiguió a través del diseño utilizado en la central Gemasolar, con grandes similitudes con respecto al logrado en este proyecto.

Por último, al igual que ocurre con la mayoría de las energías renovables, se comprobó la no rentabilidad del proyecto propuesto y su dependencia de las retribuciones correspondientes por ley. Según las estimaciones realizadas se prevé que durante la vida útil de la central se percibirán en torno a 639 millones de euros en subsidios del Estado para garantizar una rentabilidad razonable. Sin embargo, a pesar de no ser conveniente desde un punto de vista económico, el impacto medioambiental reducido y la no dependencia de combustibles fósiles justifica sobradamente su realización, suponiendo una reducción en las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera de aproximadamente 75.090 toneladas anuales.

### **7.3 Crítica de los resultados y líneas futuras de trabajo:**

En este proyecto se ha intentado diseñar de la forma más exacta posible una central con generación de electricidad estable mediante la tecnología de receptor central y heliostatos, junto con un almacenamiento de sales fundidas. Realizar un proyecto de detalle es una ardua tarea llevada normalmente a cabo por numerosos equipos de ingenieros experimentados. Por este motivo, se han tenido que asumir ciertas suposiciones con el fin de dimensionar las instalaciones dentro de los plazos permitidos y con los recursos disponibles.

En primer lugar, la planta de producción de potencia se ha modelado tomando como referencia la central Gemasolar, única instalación en España que emplea la tecnología de este proyecto. Los valores recogidos de esta han sido vitales a la hora de diseñar el campo solar, asumiéndose las mismas dimensiones del receptor, heliostatos y torre. La correcta determinación del sistema de captación es trascendental para garantizar el funcionamiento adecuado de las instalaciones, suponiendo este una gran parte de la inversión inicial y el

coste de mantenimiento. Además, como se ha podido comprobar en el proyecto, este subsistema limita en mayor medida la eficiencia total de la planta, logrando un rendimiento medio anual de un 32,255%. Por lo tanto, lo ideal sería optimizar el valor de cada elemento a emplear en el campo mediante una simulación donde se tenga en cuenta también el aspecto económico.

Entre las simplificaciones realizadas en este proyecto la más importante es sin lugar a duda la utilización de días típicos para cada mes del año, impuesta principalmente como consecuencia de las limitaciones de los programas informáticos empleados. Estos días típicos tratan únicamente con las condiciones meteorológicas y de irradiación medias de cada mes. De esta manera, existen días con mayor y menor nivel de irradiación que los contemplados en los cálculos. Los días de menor irradiación a la prevista supondrían una producción de energía y un número de horas de funcionamiento a plena carga menor a las esperadas. De modo contrario, existen 103 días al año (según los datos recogidos) con mayor irradiación a los  $7045,006 \text{ Wh/m}^2 \cdot \text{día}$  para el día típico de julio empleado en el dimensionado del almacenamiento. Para estos ocurriría lo mismo que para las potencias de menor tamaño a la óptima: se desperdiciaría parte de la energía irradiada por el Sol debido a un almacenamiento insuficiente, pero se conseguiría un mejor funcionamiento al esperado para aquellos que no se encuentren en julio. En consecuencia, si se quiere definir el punto de funcionamiento de la turbina de forma más precisa se deberían tener en cuenta los datos de todos los días del año.

Finalmente, uno de los aspectos importantes de todo proyecto es el económico, que no resulta muy favorable según las estimaciones realizadas. Una línea de trabajo a futuro imprescindible sería, por lo tanto, la evaluación en profundidad de la central diseñada en materia de costes de inversión y de operación. Como se ha visto en el último capítulo, los proyectos con energías renovables tienden a no ser lo suficientemente rentables si se las compara con aquellas tecnologías que emplean fuentes no renovables. Sin embargo, en estos análisis no se considera el impacto económico de la contaminación ocasionada o las posibles penalizaciones aplicables por el incumplimiento de los objetivos fijados para España según los compromisos internacionales. Adicionalmente, en este estudio se debería profundizar, por ejemplo, en el mayor coste de mantenimiento que conlleva el emplazamiento seleccionado en Fuerteventura o el impacto de aplicar una refrigeración por aire.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Autor desconocido, “Fuentes de energía”, *Tipos de Energía*. Disponible en: <http://tiposdeenergia.info/fuentes-de-energia/>
- [2] Energías renovables, apuntes de la asignatura. Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, cuarto curso. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- [3] “BP Statistical Review of World Energy 2017”, Edición 66, BP p.l.c.(British Petroleum), Reino Unido, junio 2017. Disponible en: <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/primary-energy.html>
- [4] “Energía 2017”, Foro de la Industria Nuclear Española. Disponible en: <https://www.foronuclear.org/es/energia/2017>
- [5] “Datos Población Mundial”, Banco mundial. Disponible en: <https://datos.bancomundial.org/indicador/SP.POP.TOTL>
- [6] “Eólica 2016”, Asociación Empresarial Eólica, España (Madrid). Disponible en: <https://www.aeeolica.org/>
- [7] NASA, “Carbon Dioxide”, Global Climate Change: Vital Signs of the Planet, feb. 2018. Disponible en: <https://climate.nasa.gov/vital-signs/carbon-dioxide/>
- [8] NASA, “Global Temperatura”, Global Climate Change: Vital Signs of the Planet, 2017. Disponible en: <https://climate.nasa.gov/vital-signs/global-temperature/>
- [9] Naciones Unidas, “Acuerdo de París”, Combatir el cambio climático, 2016. Disponible en: <http://www.un.org/sustainabledevelopment/es/combatar-el-cambio-climatico/>
- [10] Consejo de la Unión Europea, “Lucha contra el cambio climático en la Unión Europea”, 2018. Disponible en: <http://www.consilium.europa.eu/es/policies/climate-change/>
- [11] Ministerio de Agricultura y Pesca, Alimentación y Medio Ambiente, Gobierno de España.
- [12] Red Eléctrica de España. Disponible en: <http://www.ree.es/es>
- [13] Textos científicos, “Tipos de centrales eléctricas”, 18-05-2006. Disponible en: <https://www.textoscientificos.com/energia/centrales-electricas/tipos>
- [14] Endesa, “La planificación energética en España”, *El sector eléctrico*. Disponible en: [https://www.endesaeduca.com/Endesa\\_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/planificacion-energia-espana](https://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/planificacion-energia-espana)
- [15] P. Solanilla Franco y A. Ponce Plaza, “Energías Renovables Desplegables: hacia las misiones sostenibles”, Instituto Español de Estudios Estratégicos (IEEE), España, 2011.

- [16] “Solar Thermal Electricity Global Outlook 2016”. SolarPACES, Greenpeace International y ESTELA.
- [17] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering*, Segunda Edición. San Diego: Academic Press, 2014. Disponible en: Biblioteca Universidad Carlos III de Madrid.
- [18] “Estudio del Impacto Macroeconómico de las Energías Renovables en España”, Asociación de Empresas de Energías Renovables (APPA), España, 2016.
- [19] “Energía Solar Térmica de Concentración: Perspectiva Mundial 2009”. SolarPACES, ESTELA y Greenpeace International.
- [20] “Proyectos termosolares”, Protermosolar. Disponible en: <http://www.protermosolar.com/>
- [21] “Concentrating Solar Power Projects”, National Renewable Energy Laboratory (NREL). Disponible en : <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/index.cfm>
- [22] V. Siva Reddy et al., “State-of-the-art of solar thermal power plants—A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, pp. 258-273, nov. 2013.
- [23] “Evaluación del potencial de la energía solar termoeléctrica”. Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDEA), Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- [24] T. Mancini et al., “Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status”, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 125, pp. 135-151, may. 2003.
- [25] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Cuarta Edición. Hoboken: J. Wiley, 2013. Disponible en: Biblioteca Universidad Carlos III de Madrid.
- [26] CSP Systems Analysis, Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. Disponible en: <https://www.energy.gov/eere/solar/csp-systems-analysis>
- [27] W. B. Stine y M. Geyer, *Power from the Sun*, 2001. Disponible en: <http://www.powerfromthesun.net/book.html>
- [28] C. K. Ho y B. D. Iverson, “Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 835-846, enero 2014.
- [29] O. Behar et al., “A of studies on central receiver solar thermal power plants”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 23, pp. 12-39, julio 2013.
- [30] A. L. Ávila-Marín, “Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review”, *Solar Energy*, vol. 85, n. 5, pp. 891-910, mayo 2011.
- [31] M. Hidalgo, “Reflejo de Luz”, Plataforma Solar de Almería. Disponible en: <http://www.agenciasinc.es/Noticias/Los-fisicos-espanoles-plantan-las-energias-del-futuro>

- [32] P. Kuntz Falcone, "A Handbook for Solar Central Receiver Design", Sandia National Laboratories Livermore, Estados Unidos, Informe Técnico SAND 86-8009, Dic. 1986.
- [33] A. Pfahl et al., "Progress in heliostat development", *Solar Energy*, vol. 152, pp. 3-37, ago. 2017.
- [34] Koza1983, "File:PS20andPS10.jpg", Fotografía aérea de las instalaciones, 24-02-2012. Disponible en: <https://en.wikipedia.org/wiki/File:PS20andPS10.jpg>
- [35] Torresol Energy (Página Web Oficial). Disponible en: <http://torresolenergy.com/en/>
- [36] J. Bravo Nogueras, "Optimización del Campo de Heliostatos de una Planta Termosolar de Receptor Central de Torre", Trabajo de Fin de Grado, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2012. Disponible en: Biblioteca Universidad Carlos III de Madrid.
- [37] D. Yogi Goswami y F. Kreith, *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*, Chapter 21: Concentrating Solar Thermal Power. Boca Raton: CRC Press, 2007.
- [38] "Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica", Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, Madrid, Informe Técnico M. 1.789, 2012.
- [39] F. J. Collado y J. Guallar, "Campo: Generation of regular heliostat fields", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 46, pp. 45-49, oct. 2012.
- [40] K. Vignarooban et al., "Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review", *Applied Energy*, vol. 146, pp. 383-396, mayo 2015.
- [41] U. Pelay et al., "Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, pp. 82-100, nov. 2017.
- [42] M. Liu et al., "Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 1411-1432, ene. 2016.
- [43] M. A. Reyes-Belmonte et al., "Performance Comparison of Different Thermodynamic Cycles for an Innovative Central Receiver Solar Power Plant", SolarPACES, España, 2016.
- [44] J. E. Pacheco et al., "Conceptual Design of a 100MWe Modular Molten Salt Power Tower Plant", SolarPACES, España, 2011.
- [45] Turbinas de vapor industriales, SIEMENS. Disponible en: [https://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/downloads/E50001-W410-A101-V3-7800\\_ST%20Broschuere\\_SP\\_LR.pdf](https://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/downloads/E50001-W410-A101-V3-7800_ST%20Broschuere_SP_LR.pdf)
- [46] Máquinas y Centrales Térmicas, apuntes de la asignatura. Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, cuarto curso. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- [47] D. Sarkar, *Thermal Power Plant: design and operation*, Primera Edición. Elsevier, 2015. Disponible en: Biblioteca Universidad Carlos III de Madrid.

- [48] Sistemas Térmicas, apuntes de la asignatura. Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, cuarto curso. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- [49] M. T. Dunham y B.D. Iverson, “High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 758-770, feb. 2014.
- [50] Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. En Boletín Oficial del Estado n. 171, de 18 de julio de 2003, pp. 28055-28069.
- [51] C. S. Turchi y G. A. Health, “Molten Salt Power Tower Cost Model for the System Advisor Model (SAM)”, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Informe Técnico NREL/TP-5500-57625, 2013.
- [52] R.K. Hegde, *Power Plant Engineering*, Primera Edición. Pearson Education India, 2015. Disponible en: Biblioteca Universidad Carlos III de Madrid.
- [53] Google Maps. Disponible en: <https://maps.google.es/>
- [54] Comisión Europea, Sistema de Información Fotovoltaica Geográfica. Disponible en: [http://re.jrc.ec.europa.eu/pvg\\_tools/en/tools.html#TMY](http://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html#TMY)
- [55] A. B. Zavoico, “Solar Power Tower Design Basis Document”, Sandia National Laboratories, Estados Unidos de América, Informe CA 94104, 2001.
- [56] A. Sánchez-González, M.R. Rodríguez-Sánchez, D. Santana, “Aiming strategy model based on allowable flux densities for molten salt central receivers”, *Solar Energy*, vol. 157, pp. 1130-1144, nov. 2017.
- [57] A. Sánchez-González, M.R. Rodríguez-Sánchez, D. Santana, “Revised receiver efficiency of molten-salt power tower”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 52, pp- 1331-1339, dic. 2015.
- [58] A. Sánchez-González, M.R. Rodríguez-Sánchez, C. Marugán-Cruz, D. Santana, “New designs of molten-salt tubular-receiver for solar power tower”, *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 504-513, 2014.
- [59] Foster Wheeler Solar Development Corporation y Sandia National Laboratories, “Molten Salt Receiver Subsystem Research Experiment Phase1”, Estados Unidos de América, Informe SAND82-8179, 1984.
- [60] Sandia National Laboratories, “Investigation of Thermal Storage and Steam Generator Issues”, Estados Unidos de América, Informe SAND93-7064, 1993.
- [61] J. E. Pacheco, “Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project”, Sandia National Laboratories, Estados Unidos de América, 2002.
- [62] M. Zhang, L. Yang, C. Xu, X. Du, “An efficient code to optimize the heliostat field and comparisons between the biomimetic spiral and staggered layout”, *Renewable Energy*, vol. 87, pp. 720-730, marzo 2016.

- [63] F. J. Collado, J. Guallar, "A review of optimized design lay outs for solar power tower plants with campo code", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 142-154, abril 2013.
- [64] A. Mutuberria, J. Pascual, M. V. Guisado, F. Mallor, "Comparison of heliostat field layout design methodologies and impact on power plant efficiency", *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1360-1370, mayor 2015.
- [65] U. Hermann, B. Kelly, H. Price, "Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants", *Energy*, vol. 29, pp. 883-893, abril-mayo 2004.
- [66] Planta solar térmica Gemasolar, SENER. Disponible en: <http://www.ingenieriaayconstruccion.sener/proyecto/gemasolar>
- [67] G.F. Hewitt, Heat Exchanger Design Handbook (HEDH), BegellHouse, 2008.
- [68] G.F. Hewitt, G.L. Shires, T.R. Bott, Process Heat Transfer, BegellHouse, 1994.
- [69] I.S. Hussaini, S.M. Zubair, M.A. Antar, Area allocation in multi-zone feedwater heaters, *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 568-575, 2007.
- [70] Standards for Steam Surface Condensers, HEI Standards, 11th Edition, 2012.
- [71.] Larry Drbal, Kayla Westra, Pat Boston, Power Plant Engineering, Springer, 1996.
- [72] D.G. Kröger, Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, PennWell Corporation, 2004
- [73] J.C. Kloppers, A Critical evaluation and refinement of the performance of wet cooling towers, Ph. D. Thesis University of Stellenbosch, 2003
- [74] Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. En Boletín Oficial del Estado n. 140, de 10 de junio de 2014, pp. 43876-43978.
- [75] Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia (Página Web Oficial). Disponible en: <https://www.cnmc.es/>
- [76] Orden IET/1045/2014, de 16 de junio, por la que se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. En Boletín Oficial del Estado n. 150, de 20 de junio de 2014, pp. 46430-48190.
- [77] Real Decreto 650/2017, de 16 de junio, por el que se establece un cupo de 3.000 MW de potencia instalada, de nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables en el sistema eléctrico peninsular, al que se podrá otorgar el régimen retributivo específico. En Boletín Oficial del Estado n. 144, de 17 de junio de 2017, pp. 50550-50553.
- [78] Orden ETU/130/2017, de 17 de febrero, por la que se actualizan los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos, a efectos de su aplicación al semiperiodo regulatorio que tiene su inicio el 1 de

enero de 2017. En Boletín Oficial del Estado n. 45, de 22 de febrero de 2017, pp. 115433-12388.

[79] J. Alcauza, “El Ministerio de Energía de España desvela la propuesta de retribución para renovables con un 7,4% de ‘rentabilidad razonable’”, CSP today, feb. 2014. Disponible en: <http://es.csptoday.com/mercados/el-ministerio-de-energ%C3%ADa-de-espa%C3%B1a-desvela-la-propuesta-de-retribuci%C3%B3n-para-renovables-con->

[80] Energía Solar Térmica y Medio Ambiente, ALLPE. Disponible en: <http://www.allpe.com/documentos/energias-renovables-medio-ambiente/energia-solar-termica-y-medio-ambiente/>



## ANEXO A: DATOS Y SIMULACIONES FUERTEVENTURA

TABLA A.1: RESUMEN DATOS FUERTEVENTURA (W/m<sup>2</sup>)

Variable	Latitud	Longitud	Elevación (m)	Vel. media (m/s)	Vel. máxima (m/s)	Temp. máxima (°C)	Temp. WB máxima (°C)	Hum. Rel. media (%)
Valor numérico	28.177	-14.241	68	6.772	14.22	24.57	24.57	79.671

TABLA A.2: DNI EN DÍAS TÍPICOS ( $\text{W}/\text{m}^2$ )

[illegible]

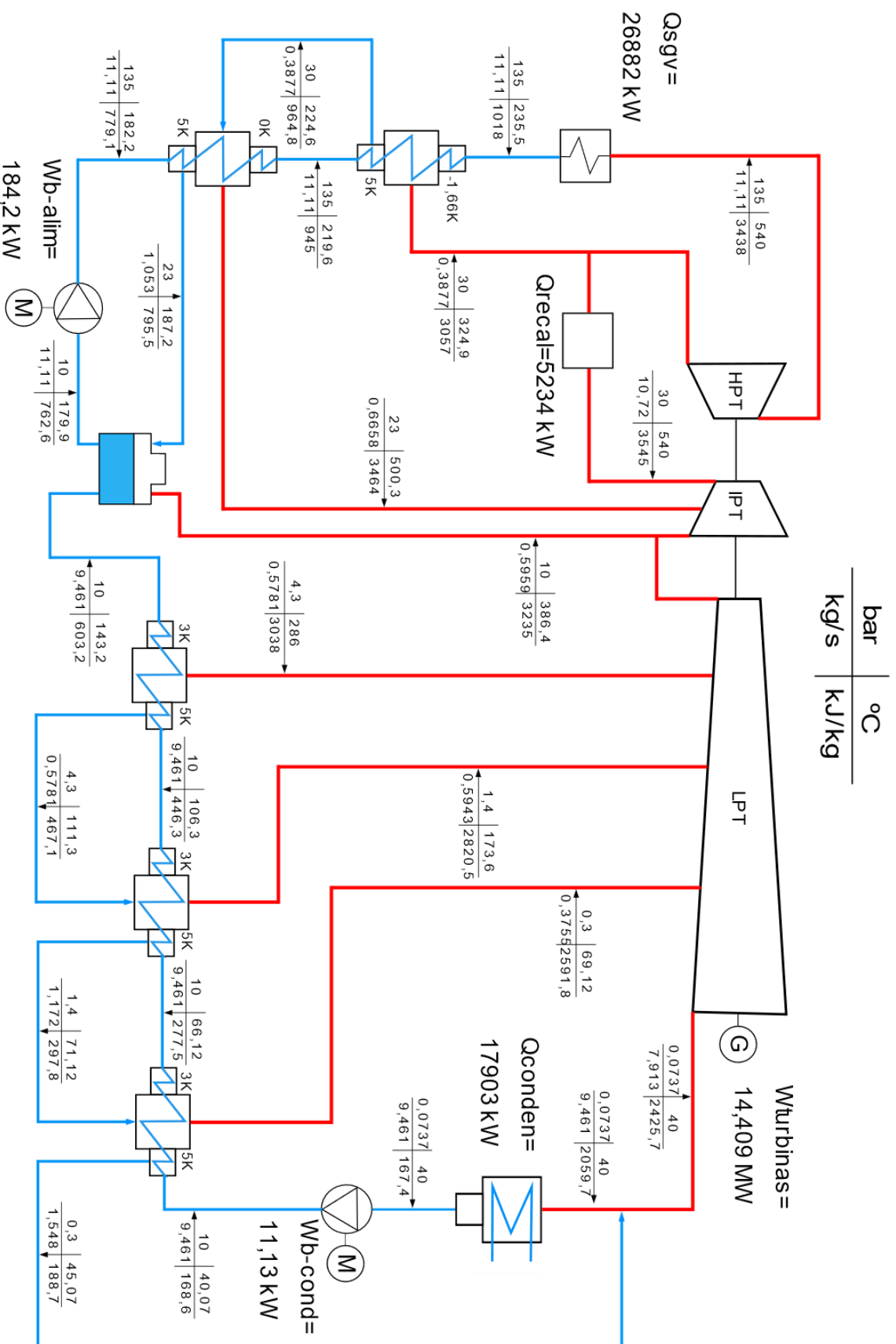


Fig. A.1.: Resultados simulación ciclo termodinámico

TABLA A.4: SIMULACIÓN FINAL

MES	HORA	Energía útil (kWh)	Energía final en tanque caliente (kWh)	Masa final en tanque caliente (kg)	Pérdidas tras 1h siguiente (kWh)	Energía NETA generada (kWh)	Horas a plena carga
1	1	0	0	0	0	0	0
1	2	0	0	0	0	0	0
1	3	0	0	0	0	0	0
1	4	0	0	0	0	0	0
1	5	0	0	0	0	0	0
1	6	0	0	0	0	0	0
1	7	0	0	0	0	0	0
1	8	0	0	0	0	0	0
1	9	128.094	0	0	0	0.226	0
1	10	31922.4	0	0	0	14042.826	0
1	11	48009.5	15893.5	137195.02	7.29	14213.673	1
1	12	58484	42254.21	364744.49	19.39	14213.673	1
1	13	73014.4	83133.21	717618.05	38.16	14213.673	1
1	14	69091.7	120070.75	1036468.33	55.11	14213.673	1
1	15	64048.7	151948.34	1311640.34	69.74	14213.673	1
1	16	48054.8	167817.4	1448624.37	77.03	14213.673	1
1	17	29739.7	165364.07	1427446.89	75.9	14213.673	1
1	18	0	133172.17	1149561.69	61.12	14213.673	1
1	19	0	100995.05	871804.03	46.36	14213.673	1
1	20	0	68832.69	594173.87	31.59	14213.673	1
1	21	0	36685.1	316671.13	16.84	14213.673	1
1	22	0	4552.26	39295.76	2.09	14213.673	1
1	23	0	0	0	0	2013.782	0.142
1	24	0	0	0	0	0	0
2	1	0	0	0	0	0	0
2	2	0	0	0	0	0	0
2	3	0	0	0	0	0	0
2	4	0	0	0	0	0	0
2	5	0	0	0	0	0	0
2	6	0	0	0	0	0	0
2	7	0	0	0	0	0	0
2	8	0	0	0	0	0	0
2	9	10114.5	0	0	0	1409.783	0
2	10	42516.5	10400.5	89778.64	4.77	14213.673	1
2	11	64801.9	43081.63	371886.91	19.77	14213.673	1
2	12	72095.1	83040.95	716821.66	38.12	14213.673	1
2	13	80631	131517.84	1135281.23	60.37	14213.673	1
2	14	77026.9	176368.37	1522437.62	80.95	14213.673	1
2	15	72766	216937.42	1872635.58	99.57	14213.673	1
2	16	59144.3	243866.15	2105088.3	111.93	14213.673	1
2	17	47263.2	258901.42	2234874.94	118.83	14213.673	1

2	18	15497.2	242163.78	2090393.23	111.15	14213.673	1
2	19	0	209936.63	1812203.74	96.36	14213.673	1
2	20	0	177724.27	1534141.94	81.57	14213.673	1
2	21	0	145526.7	1256207.77	66.8	14213.673	1
2	22	0	113343.9	978401.16	52.02	14213.673	1
2	23	0	81175.88	700722.07	37.26	14213.673	1
2	24	0	49022.62	423170.43	22.5	14213.673	1
3	1	0	16884.12	145746.18	7.75	14213.673	1
3	2	0	0	0	0	7469.024	0.525
3	3	0	0	0	0	0	0
3	4	0	0	0	0	0	0
3	5	0	0	0	0	0	0
3	6	0	0	0	0	0	0
3	7	0	0	0	0	0	0
3	8	0	0	0	0	0	0
3	9	29116.8	0	0	0	11682.902	0
3	10	45943	13827	119356.69	6.35	14213.673	1
3	11	63456	45160.65	389833.38	20.73	14213.673	1
3	12	70503.1	83527.03	721017.52	38.34	14213.673	1
3	13	71290.9	122663.59	1058850.05	56.3	14213.673	1
3	14	77384	167875.29	1449124.05	77.05	14213.673	1
3	15	79663.7	215345.93	1858897.63	98.84	14213.673	1
3	16	75402.6	258533.69	2231700.68	118.66	14213.673	1
3	17	56812.7	283111.73	2443861.88	129.95	14213.673	1
3	18	29328.5	280194.28	2418678.06	128.61	14213.673	1
3	19	0	247949.67	2140337.89	113.81	14213.673	1
3	20	0	215719.87	1862125.48	99.01	14213.673	1
3	21	0	183504.85	1584040.76	84.23	14213.673	1
3	22	0	151304.63	1306083.69	69.45	14213.673	1
3	23	0	119119.18	1028254.19	54.67	14213.673	1
3	24	0	86948.5	750552.21	39.91	14213.673	1
4	1	0	54792.59	472977.7	25.15	14213.673	1
4	2	0	22651.45	195530.59	10.4	14213.673	1
4	3	0	0	0	0	10020.316	0.705
4	4	0	0	0	0	0	0
4	5	0	0	0	0	0	0
4	6	0	0	0	0	0	0
4	7	0	0	0	0	0	0
4	8	11542.8	0	0	0	1836.055	0
4	9	44637.7	12521.7	108089.15	5.75	14213.673	1
4	10	63274.8	43674.75	377006.86	20.05	14213.673	1
4	11	73796.7	85335.41	736627.73	39.17	14213.673	1
4	12	73237.3	126417.54	1091254.71	58.02	14213.673	1
4	13	86302.7	180546.21	1558501.36	82.87	14213.673	1
4	14	92371.9	240719.24	2077923.78	110.49	14213.673	1
4	15	81001.7	289494.46	2498958.55	132.88	14213.673	1

4	16	78400.6	335646.18	2897347	154.06	14213.673	1
4	17	62938.2	366314.32	3162078.88	168.14	14213.673	1
4	18	38718.1	372748.29	3217617.81	171.09	14213.673	1
4	19	0	340461.2	2938910.93	156.27	14213.673	1
4	20	0	308188.93	2660331.98	141.46	14213.673	1
4	21	0	275931.47	2381880.9	126.65	14213.673	1
4	22	0	243688.82	2103557.62	111.85	14213.673	1
4	23	0	211460.97	1825362.09	97.06	14213.673	1
4	24	0	179247.91	1547294.25	82.27	14213.673	1
5	1	0	147049.64	1269354.03	67.49	14213.673	1
5	2	0	114866.15	991541.4	52.72	14213.673	1
5	3	0	82697.42	713856.27	37.96	14213.673	1
5	4	0	50543.47	436298.6	23.2	14213.673	1
5	5	0	18404.27	158868.33	8.45	14213.673	1
5	6	0	0	0	0	8141.492	0.573
5	7	0	0	0	0	0	0
5	8	19900.4	0	0	0	5457.416	0
5	9	39973.4	7857.4	67826.23	3.61	14213.673	1
5	10	54716.3	30454.09	262884.2	13.98	14213.673	1
5	11	74763.3	73087.42	630901.27	33.55	14213.673	1
5	12	83761.4	124699.27	1076422.35	57.24	14213.673	1
5	13	83502.1	176028.13	1519500.63	80.8	14213.673	1
5	14	83251	227082.34	1960208	104.23	14213.673	1
5	15	89256.6	284118.71	2452554.31	130.41	14213.673	1
5	16	79908.9	331781.2	2863983.92	152.28	14213.673	1
5	17	70390.8	369903.72	3193063.06	169.78	14213.673	1
5	18	49922.9	387540.83	3345309.24	177.88	14213.673	1
5	19	6295.79	361542.75	3120889.93	165.95	14213.673	1
5	20	0	329260.8	2842227.46	151.13	14213.673	1
5	21	0	296993.67	2563692.88	136.32	14213.673	1
5	22	0	264741.35	2285286.15	121.51	14213.673	1
5	23	0	232503.84	2007007.21	106.72	14213.673	1
5	24	0	200281.12	1728855.99	91.93	14213.673	1
6	1	0	168073.2	1450832.45	77.14	14213.673	1
6	2	0	135880.05	1172936.51	62.37	14213.673	1
6	3	0	103701.68	895168.13	47.6	14213.673	1
6	4	0	71538.09	617527.24	32.84	14213.673	1
6	5	0	39389.25	340013.78	18.08	14213.673	1
6	6	0	7255.17	62627.7	3.33	14213.673	1
6	7	0	0	0	0	3209.469	0.226
6	8	10169.5	0	0	0	1425.157	0
6	9	27218.2	0	0	0	10208.977	0
6	10	46327.4	14211.4	122674.89	6.52	14213.673	1
6	11	54655	36743.88	317178.53	16.87	14213.673	1
6	12	64454.1	69065.11	596180.16	31.7	14213.673	1
6	13	81164.6	118082.01	1019301.22	54.2	14213.673	1

6	14	81915.9	167827.71	1448713.4	77.03	14213.673	1
6	15	77908.8	213543.48	1843338.61	98.01	14213.673	1
6	16	81210.6	262540.07	2266284.31	120.5	14213.673	1
6	17	61816	292119.56	2521618.86	134.08	14213.673	1
6	18	48351.7	308221.18	2660610.4	141.47	14213.673	1
6	19	12403.7	288367.41	2489229.74	132.36	14213.673	1
6	20	0	256119.05	2210857.19	117.56	14213.673	1
6	21	0	223885.5	1932612.41	102.76	14213.673	1
6	22	0	191666.74	1654495.34	87.97	14213.673	1
6	23	0	159462.76	1376505.92	73.19	14213.673	1
6	24	0	127273.57	1098644.1	58.42	14213.673	1
7	1	0	95099.15	820909.82	43.65	14213.673	1
7	2	0	62939.5	543303.01	28.89	14213.673	1
7	3	0	30794.61	265823.62	14.13	14213.673	1
7	4	0	0	0	0	13622.608	0.958
7	5	0	0	0	0	0	0
7	6	0	0	0	0	0	0
7	7	0	0	0	0	0	0
7	8	10724.7	0	0	0	1585.016	0
7	9	33443	1327	11454.86	0.61	14213.673	1
7	10	61762.9	30973.29	267365.98	14.22	14213.673	1
7	11	77833.5	76676.57	661883.42	35.19	14213.673	1
7	12	88009.7	132535.08	1144062.23	60.83	14213.673	1
7	13	91893.5	192251.75	1659545.25	88.24	14213.673	1
7	14	91584.4	251631.91	2172123.47	115.5	14213.673	1
7	15	95210.1	314610.51	2715764	144.4	14213.673	1
7	16	89213.5	371563.61	3207391.47	170.54	14213.673	1
7	17	75252.3	414529.36	3578278.16	190.27	14213.673	1
7	18	47181.1	429404	3706678.22	197.09	14213.673	1
7	19	10770.6	407861.51	3520720.27	187.2	14213.673	1
7	20	0	375558.3	3241874.27	172.38	14213.673	1
7	21	0	343269.92	2963156.27	157.56	14213.673	1
7	22	0	310996.37	2684566.19	142.74	14213.673	1
7	23	0	278737.62	2406103.98	127.94	14213.673	1
7	24	0	246493.68	2127769.58	113.14	14213.673	1
7	1	0	214264.54	1849562.94	98.35	14213.673	1
7	2	0	182050.2	1571483.99	83.56	14213.673	1
7	3	0	149850.64	1293532.67	68.78	14213.673	1
7	4	0	117665.86	1015708.93	54.01	14213.673	1
7	5	0	85495.85	738012.72	39.24	14213.673	1
7	6	0	53340.61	460443.96	24.48	14213.673	1
7	7	0	21200.13	183002.6	9.73	14213.673	1
7	8	10724.7	0	0	0	14044.961	0.988
7	9	33443	1327	11454.86	0.61	14213.673	1
7	10	61762.9	30973.29	267365.98	14.22	14213.673	1
7	11	77833.5	76676.57	661883.42	35.19	14213.673	1

7	12	88009.7	132535.08	1144062.23	60.83	14213.673	1
7	13	91893.5	192251.75	1659545.25	88.24	14213.673	1
7	14	91584.4	251631.91	2172123.47	115.5	14213.673	1
7	15	95210.1	314610.51	2715764	144.4	14213.673	1
7	16	89213.5	371563.61	3207391.47	170.54	14213.673	1
7	17	75252.3	414529.36	3578278.16	190.27	14213.673	1
7	18	47181.1	429404	3706678.22	197.09	14213.673	1
7	19	10770.6	407861.51	3520720.27	187.2	14213.673	1
7	20	0	375558.3	3241874.27	172.38	14213.673	1
7	21	0	343269.92	2963156.27	157.56	14213.673	1
7	22	0	310996.37	2684566.19	142.74	14213.673	1
7	23	0	278737.62	2406103.98	127.94	14213.673	1
7	24	0	246493.68	2127769.58	113.14	14213.673	1
8	1	0	214264.54	1849562.94	98.35	14213.673	1
8	2	0	182050.2	1571483.99	83.56	14213.673	1
8	3	0	149850.64	1293532.67	68.78	14213.673	1
8	4	0	117665.86	1015708.93	54.01	14213.673	1
8	5	0	85495.85	738012.72	39.24	14213.673	1
8	6	0	53340.61	460443.96	24.48	14213.673	1
8	7	0	21200.13	183002.6	9.73	14213.673	1
8	8	9491.75	0	0	0	12981.065	0.913
8	9	35805.1	3689.1	31844.85	1.69	14213.673	1
8	10	63792	35363.41	305262.11	16.23	14213.673	1
8	11	78876.6	82107.78	708766.34	37.69	14213.673	1
8	12	87970.8	137924.89	1190587.84	63.31	14213.673	1
8	13	94117.2	199862.78	1725244.81	91.74	14213.673	1
8	14	92759.8	260414.85	2247939.1	119.53	14213.673	1
8	15	84581.6	312760.92	2699798.06	143.55	14213.673	1
8	16	76944.7	357446.06	3085526.78	164.06	14213.673	1
8	17	66671.2	391837.2	3382396.1	179.85	14213.673	1
8	18	43297.5	402838.85	3477363.95	184.9	14213.673	1
8	19	0	370537.95	3198537.86	170.07	14213.673	1
8	20	0	338251.88	2919839.74	155.25	14213.673	1
8	21	0	305980.62	2641269.54	140.44	14213.673	1
8	22	0	273724.18	2362827.2	125.64	14213.673	1
8	23	0	241482.54	2084512.67	110.84	14213.673	1
8	24	0	209255.7	1806325.88	96.05	14213.673	1
9	1	0	177043.66	1528266.78	81.26	14213.673	1
9	2	0	144846.4	1250335.3	66.48	14213.673	1
9	3	0	112663.91	972531.39	51.71	14213.673	1
9	4	0	80496.2	694854.99	36.95	14213.673	1
9	5	0	48343.25	417306.04	22.19	14213.673	1
9	6	0	16205.06	139884.49	7.44	14213.673	1
9	7	0	0	0	0	7168.631	0.504
9	8	1864.86	0	0	0	47.924	0
9	9	36080.3	3964.3	34220.42	1.82	14213.673	1

9	10	63615.4	35461.88	306112.15	16.28	14213.673	1
9	11	75635.6	78965.2	681639.2	36.24	14213.673	1
9	12	81975.8	128788.76	1111723.43	59.11	14213.673	1
9	13	83730.5	180344.15	1556757.09	82.78	14213.673	1
9	14	86645.8	234791.17	2026751.77	107.77	14213.673	1
9	15	85852.2	288419.6	2489680.26	132.38	14213.673	1
9	16	73212.7	329383.92	2843290.25	151.18	14213.673	1
9	17	54075.7	351192.44	3031544.55	161.19	14213.673	1
9	18	21259.1	340174.34	2936434.75	156.14	14213.673	1
9	19	0	307902.2	2657856.93	141.32	14213.673	1
9	20	0	275644.88	2379406.98	126.52	14213.673	1
9	21	0	243402.36	2101084.84	111.72	14213.673	1
9	22	0	211174.64	1822890.44	96.93	14213.673	1
9	23	0	178961.71	1544823.73	82.14	14213.673	1
9	24	0	146763.57	1266884.66	67.36	14213.673	1
10	1	0	114580.21	989073.15	52.59	14213.673	1
10	2	0	82411.62	711389.16	37.83	14213.673	1
10	3	0	50257.79	433832.62	23.07	14213.673	1
10	4	0	18118.72	156403.48	8.32	14213.673	1
10	5	0	0	0	0	8015.177	0.564
10	6	0	0	0	0	0	0
10	7	0	0	0	0	0	0
10	8	0	0	0	0	0	0
10	9	19648.8	0	0	0	5320.292	0
10	10	44787.4	12671.4	109381.38	5.82	14213.673	1
10	11	64165.5	44715.08	385987.15	20.52	14213.673	1
10	12	67420.1	79998.66	690560.15	36.72	14213.673	1
10	13	66366.2	114212.14	985895.93	52.42	14213.673	1
10	14	74068.5	156112.22	1347583.54	71.65	14213.673	1
10	15	59078.9	183003.46	1579712.71	84	14213.673	1
10	16	50270.4	201073.87	1735699.08	92.29	14213.673	1
10	17	34863.5	203729.08	1758619.23	93.51	14213.673	1
10	18	0	171519.57	1480582.02	78.73	14213.673	1
10	19	0	139324.84	1202672.43	63.95	14213.673	1
10	20	0	107144.89	924890.4	49.18	14213.673	1
10	21	0	74979.71	647235.87	34.42	14213.673	1
10	22	0	42829.3	369708.77	19.66	14213.673	1
10	23	0	10693.64	92309.07	4.91	14213.673	1
10	24	0	0	0	0	4730.544	0.333
11	1	0	0	0	0	0	0
11	2	0	0	0	0	0	0
11	3	0	0	0	0	0	0
11	4	0	0	0	0	0	0
11	5	0	0	0	0	0	0
11	6	0	0	0	0	0	0
11	7	0	0	0	0	0	0



11	8	0	0	0	0	0	0
11	9	11349.8	0	0	0	1775.17	0
11	10	30927.2	0	0	0	13180.887	0
11	11	60572.8	28456.8	245643.27	13.06	14213.673	1
11	12	72324.3	68652.04	592614.45	31.51	14213.673	1
11	13	76274.4	112778.93	973524.22	51.76	14213.673	1
11	14	67647.6	148258.76	1279791.36	68.05	14213.673	1
11	15	69308.8	185383.51	1600257.64	85.09	14213.673	1
11	16	55973.8	209156.22	1805467.16	96	14213.673	1
11	17	28242.2	205186.42	1771199.26	94.18	14213.673	1
11	18	0	172976.24	1493156.28	79.39	14213.673	1
11	19	0	140780.85	1215240.92	64.62	14213.673	1
11	20	0	108600.23	937453.12	49.85	14213.673	1
11	21	0	76434.39	659792.82	35.08	14213.673	1
11	22	0	44283.3	382259.96	20.33	14213.673	1
11	23	0	12146.98	104854.49	5.58	14213.673	1
11	24	0	0	0	0	5373.456	0.378
12	1	0	0	0	0	0	0
12	2	0	0	0	0	0	0
12	3	0	0	0	0	0	0
12	4	0	0	0	0	0	0
12	5	0	0	0	0	0	0
12	6	0	0	0	0	0	0
12	7	0	0	0	0	0	0
12	8	0	0	0	0	0	0
12	9	7791.27	0	0	0	836.527	0
12	10	45464.6	13348.6	115227.07	6.13	14213.673	1
12	11	61065.2	42291.67	365067.92	19.41	14213.673	1
12	12	66132.3	76288.56	658534.04	35.02	14213.673	1
12	13	67645.5	111783.05	964927.62	51.31	14213.673	1
12	14	76094.7	155710.44	1344115.31	71.47	14213.673	1
12	15	57578	181100.97	1563290.09	83.12	14213.673	1
12	16	49527.8	198429.64	1712873.76	91.08	14213.673	1
12	17	21899.6	188122.17	1623898.1	86.35	14213.673	1
12	18	0	155919.82	1345922.73	71.57	14213.673	1
12	19	0	123732.25	1068074.95	56.79	14213.673	1
12	20	0	91559.46	790354.69	42.03	14213.673	1
12	21	0	59401.44	512761.91	27.26	14213.673	1
12	22	0	27258.17	235296.54	12.51	14213.673	1
12	23	0	0	0	0	12058.193	0.848
12	24	0	0	0	0	0	0

## ANEXO B.1: FEEDWATER HEATER 2

### DATOS cFWH

Velocidad media del fluido en los tubos	$u_m := 1.685 \frac{m}{s}$
Diámetro externo del tubo	$D_o := 0.0159 \text{ m}$
Espesor tubos	$e_t := 1.245 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Distancia entre tubos	$P_t := 2.143 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Número de pasos por tubo	$N_{p.t} := 2$
Espaciado baffles DSH	$L_{b\_DSH} := 0.24 \text{ m}$
Espaciado baffles DC	$L_{b\_DC} := 6.99 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Espaciado baffles C	$L_{b\_C} := 1 \text{ m}$
Conductividad de los tubos	$k_{tub} := 27.7 \frac{W}{m \cdot K}$
Factor de ensuciamiento tubos	$FE_t := 0.0352 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DSH	$FE_{s\_DSH} := 0.0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DC	$FE_{s\_DC} := 0.0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa C	$FE_{s\_C} := 0 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

### DATOS INICIALES

- Agua:

Gasto másico	$m_w := 11.11 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la entrada	$T_1 := 182.2 \text{ } ^\circ C$
Temperatura a la salida	$T_4 := 219.6 \text{ } ^\circ C$
Presión	$p_w := 135 \text{ bar}$

- Vapor:

Gasto másico	$m_v := 0.6658 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la entrada	$T_5 := 500.3 \text{ } ^\circ C$
Presión	$p_v := 23 \text{ bar}$

- Drenaje:

Gasto másico	$m_d := 0.3877 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la salida FWH anterior	$T_{salida} := 224.6 \text{ } ^\circ C$
Presión a la salida FWH anterior	$p_{salida} := 30 \text{ bar}$
Drain cooler approach (Thermoflex)	$DCA := 5 \text{ } \Delta^\circ C$
Terminal temperature difference (Thermoflex)	$TTD := 0 \text{ } \Delta^\circ C$

## CÁLCULOS

0- Cálculos previos

$$T_8 := T_1 + DCA = 187.2 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{sat} := T_4 + TTD = 219.6 \text{ } ^\circ C \quad T_7 := T_{sat}$$

$$T_{m_t} := \frac{T_4 + T_1}{2} = 200.9 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{m_t} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{m_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 872.422 \frac{kg}{m^3}$$

$$A_t := \frac{\pi}{4} \cdot (D_o - 2 e_t)^2 \quad m_t := u_m \cdot \rho_{m_t} \cdot A_t = 0.208 \frac{kg}{s} \quad N_t := \text{ceil} \left( \frac{m_w}{m_t} \right) = 54$$

$$h_{salida} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{salida}, \text{"P"}, p_{salida}, \text{"Water"} \right) \frac{J}{kg} = (9.65 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$x_d := \text{PropsSI} \left( \text{"Q"}, \text{"H"}, h_{salida}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.013$$

$$T_d := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_{salida}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot K = 219.557 \text{ } ^\circ C$$

1.1- Determinación de la temperatura de salida del vapor en la zona DSH ( $T_6$ ) y de la temperatura de entrada del agua a la zona DSH ( $T_3$ )

$$T_{m_{s\_DC}} := \frac{T_7 + T_8}{2} = 203.4 \text{ } ^\circ C$$

$$c_{p_{s\_DC}} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{m_{s\_DC}}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.51 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Q_{DC} := (m_v + m_d) \cdot c_{p_{s\_DC}} \cdot (T_7 - T_8) = (1.539 \cdot 10^5) \text{ } W$$

$$h_1 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (7.791 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_2 := h_1 + \frac{Q_{DC}}{m_w} = (7.93 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_2 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_2, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 185.374 \text{ } ^\circ C$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t} := \frac{T_4 + T_2}{2} = 202.487 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_t := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 870.612 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_t := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \text{Pa} \cdot \text{s} = (1.358 \cdot 10^{-4}) \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_t := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.668 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_t} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.443 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Pr_t := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 0.903$$

$$Re_t := \frac{\rho_t \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_t} = 1.448 \cdot 10^5 \quad Nu_t := 0.023 Re_t^{\frac{4}{5}} Pr_t^{0.4} = 296.977$$

$$h_t := \frac{Nu_t \cdot k_t}{D_o - 2 e_t} = (1.48 \cdot 10^4) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$T_{f\_s} := \frac{T_5 + T_{sat}}{2} = 359.95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_s := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 8.193 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_s := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s} = (2.269 \cdot 10^{-5}) \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_s := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.053 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_s} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (2.255 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Pr_s := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.965$$

Asumiendo distribución de los tubos triangular de 30°:

$$CF := 0.9$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ m}$$

$$D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.247 \text{ m}$$

$$A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DSH}}{P_t} = 0.015 \text{ m}^2$$

$$Re_s := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_s} = 3.065 \cdot 10^4$$

$$Nu_s := 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{\frac{1}{3}} = 104.38$$

$$h_s := \frac{Nu_s \cdot k_s}{D_e} = 347.251 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_s} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_t} \right)} = 322.237 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_6 := \frac{T_{sat} - \frac{U}{h_s} \left( T_4 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s}}{m_w \cdot c_{p\_t}} \cdot T_5 \right)}{1 - \frac{U}{h_s} \left( 1 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s}}{m_w \cdot c_{p\_t}} \right)} = 298.634 \text{ } ^\circ C$$

$$h_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (9.451 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_5 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_5, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.466 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.012 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_3 := h_4 - \frac{m_v \cdot (h_5 - h_6)}{m_w} = (9.179 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 213.582 \text{ } ^\circ C$$

ITERANDO:

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_3 := 213.487 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{f\_t\_DSH} := \frac{T_4 + T_3}{2} = 216.544 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 853.989 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) Pa \cdot s = (1.267 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.658 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.514 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 0.869$$

$$Re_{t\_DSH} := \frac{\rho_{t\_DSH} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_DSH}} = 1.523 \cdot 10^5 \quad Nu_{t\_DSH} := 0.023 Re_{t\_DSH}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_DSH}^{0.4} = 304.445$$

$$h_{t\_DSH} := \frac{Nu_{t\_DSH} \cdot k_{t\_DSH}}{D_o - 2 e_t} = (1.494 \cdot 10^4) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_6 := 295.6562 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{f\_s\_DSH} := \frac{T_5 + T_6}{2} = 397.978 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{kg}{m^3} = 7.663 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot Pa \cdot s = (2.433 \cdot 10^{-5}) Pa \cdot s$$

$$k_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.057 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (2.225 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.951$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ } m \quad D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.247 \text{ } m$$

$$A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DSH}}{P_t} = 0.015 \text{ } m^2$$

$$Re_{s\_DSH} := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_{s\_DSH}} = 2.859 \cdot 10^4 \quad Nu_{s\_DSH} := 0.36 Re_{s\_DSH}^{0.55} Pr_{s\_DSH}^{\frac{1}{3}} = 99.999$$

$$h_{s\_DSH} := \frac{Nu_{s\_DSH} \cdot k_{s\_DSH}}{D_e} = 356.807 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{DSH\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_DSH}} \right)} = 330.534 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_6 := \frac{T_{sat} - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left( T_4 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s\_DSH}}{m_w \cdot c_{p\_t\_DSH}} \cdot T_5 \right)}{1 - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left( 1 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s\_DSH}}{m_w \cdot c_{p\_t\_DSH}} \right)} = 295.6562 \text{ } ^\circ\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.005 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_3 := h_4 - \frac{m_v \cdot (h_5 - h_6)}{m_w} = (9.175 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 213.487 \text{ } ^\circ\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

1.2- Cálculo del calor intercambiado y la distribución de temperaturas en cada zona:

- Zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating):

$$h_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (9.175 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (9.451 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_5 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_5, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.466 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.005 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$Q_{DSH} := m_v \cdot (h_5 - h_6) = (3.066 \cdot 10^5) \text{ } W$$

$$\Delta T_{Lm\_DSH} := \frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln \left( \frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3} \right)} = 161.604 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

- Zona de Condensación (C o Condensing):

$$h_2 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_2, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (7.93 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_7 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.801 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_{l\_sat} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (9.417 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_{v\_sat} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"Q"}, 1, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.801 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_{fg} := h_{v\_sat} - h_{l\_sat} = (1.859 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$Q_C := m_w \cdot (h_3 - h_2) = (1.384 \cdot 10^6) \text{ } W$$

$$\Delta T_{Lm\_C} := \frac{(T_7 - T_3) - (T_7 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_7 - T_3}{T_7 - T_2}\right)} = 16.321 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcooling):

$$h_1 := \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg} = (7.791 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_8 := \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, T_8, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg} = (7.955 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$Q_{DC} = (1.539 \cdot 10^5) \text{ } W$$

$$\Delta T_{Lm\_DC} := \frac{(T_7 - T_2) - (T_8 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_7 - T_2}{T_8 - T_1}\right)} = 15.194 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

- 2.1- Zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating):

$$U_{DSH\_ext} := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_o - 2 e_t}\right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left(FE_t + \frac{1}{h_{t\_DSH}}\right)} = 330.534 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta T_{Lm\_DSH} := \frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln\left(\frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3}\right)} = 161.604 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

$$A_{DSH\_ext} := \frac{Q_{DSH}}{U_{DSH\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_DSH}} = 5.74 \text{ } m^2 \quad L_{t\_DSH} := \frac{A_{DSH\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 2.128 \text{ } m$$

$$\frac{L_{t\_DSH}}{(D_o - 2 e_t)} = 158.686$$



## 2.2- Zona de Condensación (C o Condensing):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t\_C} := \frac{T_3 + T_2}{2} = 199.43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 874.087 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \text{Pa} \cdot \text{s} = (1.38 \cdot 10^{-4}) \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.67 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.429 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Pr_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 0.912$$

$$Re_{t\_C} := \frac{\rho_{t\_C} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_C}} = 1.432 \cdot 10^5 \quad Nu_{t\_C} := 0.023 Re_{t\_C}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_C}^{0.4} = 295.338$$

$$h_{t\_C} := \frac{Nu_{t\_C} \cdot k_{t\_C}}{D_o - 2 e_t} = (1.476 \cdot 10^4) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

- Propiedades del vapor a la temperatura de saturación:

$$\rho_v := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{sat}, \text{"Q"}, 1, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 11.528 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$h_{lv} := h_{fg} = (1.859 \cdot 10^6) \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

- Propiedades del líquido a la temperatura de película:

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_{sur} := 213.171 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{f\_s\_C} := \frac{T_{sur} + T_{sat}}{2} = 216.386 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_l := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 844.804 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_l := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s} = (1.239 \cdot 10^{-4}) \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_l := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.648 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_l} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.591 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\begin{aligned}
Ja &:= \frac{c_{p_l} \cdot (T_{sat} - T_{sur})}{h_{fg}} = 0.016 & h'_{lv} &:= h_{lv} \cdot (1 + 0.68 Ja) = (1.879 \cdot 10^6) \frac{J}{kg} \\
N &:= \text{ceil}\left(\frac{D_s}{P_t}\right) = 12 & h_{s_C} &:= 0.729 \left( \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{N \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sur}) \cdot D_o} \right)^{\frac{1}{4}} = (9.001 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K} \\
U_{C\_ext} &:= \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s_C}} + FE_{s_C} \right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_o - 2 e_t}\right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t_C}} \right)} = (3.545 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K} \\
A_{C\_ext} &:= \frac{Q_C}{U_{C\_ext} \cdot \Delta T_{Lm_C}} = 23.915 \text{ m}^2 & L_{t_C} &:= \frac{A_{C\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 8.866 \text{ m} \\
T_{sur} &:= T_{sat} - \frac{Q_C}{h_{s_C} \cdot A_{C\_ext}} = 213.171 \text{ }^\circ\text{C} & & <- \text{CONVERGENCIA} \\
& & \frac{L_{t_C}}{(D_o - 2 e_t)} &= 661.147
\end{aligned}$$

2.3- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcoolig):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$\begin{aligned}
T_{f\_t\_DC} &:= \frac{T_2 + T_1}{2} = 183.787 \text{ }^\circ\text{C} \\
\rho_{t\_DC} &:= \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{kg}{m^3} = 891.146 \frac{kg}{m^3} \\
\mu_{t\_DC} &:= \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) Pa \cdot s = (1.502 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s \\
k_{t\_DC} &:= \text{PropsSI}\left(\text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.679 \frac{W}{m \cdot K} \\
c_{p\_t\_DC} &:= \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.366 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K} \\
Pr_{t\_DC} &:= \text{PropsSI}\left(\text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) = 0.966 \\
Re_{t\_DC} &:= \frac{\rho_{t\_DC} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_DC}} = 1.341 \cdot 10^5 & Nu_{t\_DC} &:= 0.023 Re_{t\_DC}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_DC}^{0.4} = 286.801
\end{aligned}$$

$$h_{t\_DC} := \frac{Nu_{t\_DC} \cdot k_{t\_DC}}{D_o - 2 e_t} = (1.452 \cdot 10^4) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.247 \text{ m} \quad A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DC}}{P_t} = 0.004 \text{ m}^2$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ m}$$

$$T_{f\_s\_DC} := \frac{T_8 + T_7}{2} = 203.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{s\_DC} := \text{PropsSI}("D", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") \cdot \frac{kg}{m^3} = 861.152 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{s\_DC} := \text{PropsSI}("V", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") \cdot Pa \cdot s = (1.324 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{s\_DC} := \text{PropsSI}("L", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.658 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_s\_DC} := \text{PropsSI}("C", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.51 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{s\_DC} := \text{PropsSI}("PRANDTL", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") = 0.907$$

$$Re_{s\_DC} := \frac{(m_v + m_d) \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_{s\_DC}} = 2.854 \cdot 10^4 \quad Nu_{s\_DC} := 0.36 Re_{s\_DC}^{0.55} Pr_{s\_DC}^{\frac{1}{3}} = 98.332$$

$$h_{s\_DC} := \frac{Nu_{s\_DC} \cdot k_{s\_DC}}{D_e} = (4.059 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{DC\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_DC}} + FE_{s\_DC} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_DC}} \right)} = (2.121 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{DC\_ext} := \frac{Q_{DC}}{U_{DC\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_DC}} = 4.777 \text{ m}^2$$

$$L_{t\_DC} := \frac{A_{DC\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 1.771 \text{ m}$$

$$\frac{L_{t\_DC}}{(D_o - 2 e_t)} = 132.059$$

$$L_{FWH} := \frac{L_{t\_DSH} + L_{t\_C} + L_{t\_DC}}{2} = 6.382 \text{ } m \quad D_{FWH} := D_s = 0.247 \text{ } m$$

$$Q_C = (1.384 \cdot 10^3) \text{ } kW \quad UA_C := \frac{Q_C}{\Delta T_{Lm\_C}} = 84.79 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{DSH} = 306.601 \text{ } kW \quad UA_{DSH} := \frac{Q_{DSH}}{\Delta T_{Lm\_DSH}} = 1.897 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{DC} = 153.941 \text{ } kW \quad UA_{DC} := \frac{Q_{DC}}{\Delta T_{Lm\_DC}} = 10.132 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{FWH} := Q_{DC} + Q_{DSH} + Q_C = 1844.39 \text{ } kW$$

$$T_{m\_t} := \frac{T_4 + T_1}{2} = 200.9 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{m\_t} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 872.422 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{m\_t} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot Pa \cdot s = (1.369 \cdot 10^{-4}) \text{ } Pa \cdot s$$

$$Re_{m\_t} := \frac{\rho_{m\_t} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 \cdot e_t)}{\mu_{m\_t}} = 1.44 \cdot 10^5 \quad f := (0.79 \cdot Re_{m\_t} - 1.64)^{-2} = 7.731 \cdot 10^{-11}$$

$$\Delta p_{prim} := 0.5 \cdot \rho_{m\_t} \cdot u_m^2 \cdot f \frac{N_{p\_t} L_{FWH}}{D_o - 2 \cdot e_t} = (9.114 \cdot 10^{-10}) \text{ } bar$$

$$k_U := 1.5 \quad u_l := 3 \frac{m}{s} \quad k_{out} := 1 \quad k_{in} := 0.5$$

$$\rho_1 := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 892.812 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\rho_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 850.227 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\Delta p_{sec} := 0.5 \cdot (\rho_{m\_t} \cdot u_m^2 \cdot k_U + \rho_1 \cdot (u_m^2 \cdot k_{in} + u_l^2 \cdot k_{out})) + \rho_4 \cdot (u_l^2 \cdot k_{in} + u_m^2 \cdot k_{out}) = 0.096 \text{ } bar$$

$$\Delta p_{FWH2} := \Delta p_{prim} + \Delta p_{sec} = 0.096 \text{ } bar$$

## ANEXO B2: FEEDWATER HEATER 3

### DATOS cFWH

Velocidad media del fluido en los tubos	$u_m := 1.685 \frac{m}{s}$
Diámetro externo del tubo	$D_o := 0.0159 \text{ m}$
Espesor tubos	$e_t := 1.245 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Distancia entre tubos	$P_t := 2.143 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Número de pasos por tubo	$N_{p_t} := 2$
Espaciado baffles DSH	$L_{b\_DSH} := 0.24 \text{ m}$
Espaciado baffles DC	$L_{b\_DC} := 6.99 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Espaciado baffles C	$L_{b\_C} := 1 \text{ m}$
Conductividad de los tubos	$k_{tub} := 27.7 \frac{W}{m \cdot K}$
Factor de ensuciamiento tubos	$FE_t := 0.0352 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DSH	$FE_{s\_DSH} := 0.0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DC	$FE_{s\_DC} := 0.0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa C	$FE_{s\_C} := 0 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

### DATOS INICIALES

- Agua:

Gasto másico	$m_w := 9.461 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la entrada	$T_1 := 106.3 \text{ } ^\circ C$
Temperatura a la salida	$T_4 := 143.2 \text{ } ^\circ C$
Presión	$p_w := 10 \text{ bar}$

- Vapor:

Gasto másico	$m_v := 0.5781 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la entrada	$T_5 := 286 \text{ } ^\circ C$
Presión	$p_v := 4.3 \text{ bar}$
Drain cooler approach (Thermoflex)	$DCA := 5 \text{ } ^\circ C$
Terminal temperature difference (Thermoflex)	$TTD := 3 \text{ } ^\circ C$

## CÁLCULOS

### 0- Cálculos previos

$$T_8 := T_1 + DCA = 111.3 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{sat} := T_4 + TTD = 146.2 \text{ } ^\circ C \quad T_7 := T_{sat}$$

$$T_{m\_t} := \frac{T_4 + T_1}{2} = 124.75 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{m\_t} := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{kg}{m^3} = 939.622 \frac{kg}{m^3}$$

$$A_t := \frac{\pi}{4} \cdot (D_o - 2 e_t)^2 \quad m_t := u_m \cdot \rho_{m\_t} \cdot A_t = 0.224 \frac{kg}{s} \quad N_t := \text{ceil}\left(\frac{m_w}{m_t}\right) = 43$$

1.1- Determinación de la temperatura de salida del vapor en la zona DSH ( $T_6$ ) y de la temperatura de entrada del agua a la zona DSH ( $T_3$ )

$$T_{m\_s\_DC} := \frac{T_7 + T_8}{2} = 128.75 \text{ } ^\circ C$$

$$c_{p\_s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{m\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.259 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Q_{DC} := m_v \cdot c_{p\_s\_DC} \cdot (T_7 - T_8) = (8.592 \cdot 10^4) \text{ } W$$

$$h_1 := \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg} = (4.464 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_2 := h_1 + \frac{Q_{DC}}{m_w} = (4.555 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_2 := \text{PropsSI}\left(\text{"T"}, \text{"H"}, h_2, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot K = 108.451 \text{ } ^\circ C$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t} := \frac{T_4 + T_2}{2} = 125.825 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_t := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{kg}{m^3} = 938.729 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_t := \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) Pa \cdot s = (2.207 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_t := \text{PropsSI}\left(\text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.683 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_t} := \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.252 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_t := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 1.374$$

$$Re_t := \frac{\rho_t \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_t} = 9.609 \cdot 10^4 \quad Nu_t := 0.023 Re_t^{\frac{4}{5}} Pr_t^{0.4} = 252.94$$

$$h_t := \frac{Nu_t \cdot k_t}{D_o - 2 e_t} = (1.289 \cdot 10^4) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$T_{f\_s} := \frac{T_5 + T_{sat}}{2} = 216.1 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_s := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{kg}{m^3} = 1.943 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_s := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot Pa \cdot s = (1.676 \cdot 10^{-5}) Pa \cdot s$$

$$k_s := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.036 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_s} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (2.087 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_s := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.975$$

Asumiendo distribución de los tubos triangular de 30°:

$$CF := 0.9$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 m$$

$$D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.22 m$$

$$A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DSH}}{P_t} = 0.014 m^2$$

$$Re_s := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_s} = 4.038 \cdot 10^4$$

$$Nu_s := 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{\frac{1}{3}} = 121.891$$

$$h_s := \frac{Nu_s \cdot k_s}{D_e} = 274.306 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_s} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_t} \right)} = 257.667 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_6 := \frac{T_{sat} - \frac{U}{h_s} \left( T_4 - \frac{m_v \cdot c_{p-s}}{m_w \cdot c_{p-t}} \cdot T_5 \right)}{1 - \frac{U}{h_s} \left( 1 - \frac{m_v \cdot c_{p-s}}{m_w \cdot c_{p-t}} \right)} = 222.262 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (6.033 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_5 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_5, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.038 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.906 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_3 := h_4 - \frac{m_v \cdot (h_5 - h_6)}{m_w} = (5.953 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 141.325 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ITERANDO:

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_3 := 141.279 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{f\_t\_DSH} := \frac{T_4 + T_3}{2} = 142.24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 924.465 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) Pa \cdot s = (1.935 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.683 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.286 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 1.215$$

$$Re_{t\_DSH} := \frac{\rho_{t\_DSH} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_DSH}} = 1.08 \cdot 10^5 \quad Nu_{t\_DSH} := 0.023 Re_{t\_DSH}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_DSH}^{0.4} = 264.325$$

$$h_{t\_DSH} := \frac{Nu_{t\_DSH} \cdot k_{t\_DSH}}{D_o - 2 e_t} = (1.346 \cdot 10^4) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_6 := 220.6905 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{f\_s\_DSH} := \frac{T_5 + T_6}{2} = 253.345 \text{ } ^\circ\text{C}$$



$$\rho_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{kg}{m^3} = 1.796 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot Pa \cdot s = (1.832 \cdot 10^{-5}) Pa \cdot s$$

$$k_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.039 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (2.061 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.958$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ m} \quad D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.22 \text{ m}$$

$$A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DSH}}{P_t} = 0.014 \text{ m}^2$$

$$Re_{s\_DSH} := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_{s\_DSH}} = 3.694 \cdot 10^4 \quad Nu_{s\_DSH} := 0.36 Re_{s\_DSH}^{0.55} Pr_{s\_DSH}^{\frac{1}{3}} = 115.401$$

$$h_{s\_DSH} := \frac{Nu_{s\_DSH} \cdot k_{s\_DSH}}{D_e} = 285.208 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{DSH\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_DSH}} \right)} = 267.541 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_6 := \frac{T_{sat} - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left( T_4 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s\_DSH}}{m_w \cdot c_{p\_t\_DSH}} \cdot T_5 \right)}{1 - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left( 1 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s\_DSH}}{m_w \cdot c_{p\_t\_DSH}} \right)} = 220.6905 \text{ } ^\circ\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.903 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_3 := h_4 - \frac{m_v \cdot (h_5 - h_6)}{m_w} = (5.951 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 141.279 \text{ } ^\circ\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

## 1.2- Cálculo del calor intercambiado y la distribución de temperaturas en cada zona:

- Zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating):

$$h_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (5.951 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (6.033 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_5 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_5, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (3.038 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.903 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$Q_{DSH} := m_v \cdot (h_5 - h_6) = (7.791 \cdot 10^4) \text{ W}$$

$$\Delta T_{Lm\_DSH} := \frac{(T_5 - T_4) - (T_6 - T_3)}{\ln \left( \frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3} \right)} = 108.024 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

- Zona de Condensación (C o Condensing):

$$h_2 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_2, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (4.555 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_7 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (6.158 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_{l\_sat} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (6.158 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_{v\_sat} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"Q"}, 1, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.741 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_{fg} := h_{v\_sat} - h_{l\_sat} = (2.125 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$Q_C := m_w \cdot (h_3 - h_2) = (1.32 \cdot 10^6) \text{ W}$$

$$\Delta T_{Lm\_C} := \frac{(T_7 - T_3) - (T_7 - T_2)}{\ln \left( \frac{T_7 - T_3}{T_7 - T_2} \right)} = 16.113 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcooling):

$$h_1 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (4.464 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_8 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_8, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (4.671 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$Q_{DC} = (8.592 \cdot 10^4) \text{ W}$$

$$\Delta T_{Lm\_DC} := \frac{\langle T_7 - T_2 \rangle - \langle T_8 - T_1 \rangle}{\ln \left( \frac{T_7 - T_2}{T_8 - T_1} \right)} = 16.2 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

2.1- Zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating):

$$U_{DSH\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_DSH}} \right)} = 267.541 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta T_{Lm\_DSH} := \frac{\langle T_5 - T_4 \rangle - \langle T_6 - T_3 \rangle}{\ln \left( \frac{T_5 - T_4}{T_6 - T_3} \right)} = 108.024 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

$$A_{DSH\_ext} := \frac{Q_{DSH}}{U_{DSH\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_DSH}} = 2.696 \text{ } m^2 \quad L_{t\_DSH} := \frac{A_{DSH\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 1.255 \text{ } m$$

$$\frac{L_{t\_DSH}}{\langle D_o - 2 e_t \rangle} = 93.594$$

2.2- Zona de Condensación (C o Condensing):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t\_C} := \frac{T_3 + T_2}{2} = 124.865 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 939.528 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) Pa \cdot s = (2.226 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.683 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.25 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{t\_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_C}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 1.384$$

$$Re_{t\_C} := \frac{\rho_{t\_C} \cdot u_m \cdot \langle D_o - 2 e_t \rangle}{\mu_{t\_C}} = 9.539 \cdot 10^4 \quad Nu_{t\_C} := 0.023 Re_{t\_C}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_C}^{0.4} = 252.249$$

$$h_{t\_C} := \frac{Nu_{t\_C} \cdot k_{t\_C}}{D_o - 2 e_t} = (1.285 \cdot 10^4) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

- Propiedades del vapor a la temperatura de saturación:

$$\rho_v := \text{PropsSI}("D", "T", T_{sat}, "Q", 1, "Water") \cdot \frac{kg}{m^3} = 2.313 \frac{kg}{m^3}$$

$$h_{lv} := h_{fg} = (2.125 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

- Propiedades del líquido a la temperatura de película:

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_{sur} := 140.309 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{f\_s\_C} := \frac{T_{sur} + T_{sat}}{2} = 143.255 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_l := \text{PropsSI}("D", "T", T_{f\_s\_C}, "Q", 0, "Water") \cdot \frac{kg}{m^3} = 923.211 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_l := \text{PropsSI}("V", "T", T_{f\_s\_C}, "Q", 0, "Water") \cdot Pa \cdot s = (1.918 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_l := \text{PropsSI}("L", "T", T_{f\_s\_C}, "Q", 0, "Water") \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.682 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_l} := \text{PropsSI}("C", "T", T_{f\_s\_C}, "Q", 0, "Water") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.29 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Ja := \frac{c_{p\_l} \cdot (T_{sat} - T_{sur})}{h_{fg}} = 0.012 \quad h'_{lv} := h_{lv} \cdot (1 + 0.68 Ja) = (2.143 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$N := \text{ceil}\left(\frac{D_s}{P_t}\right) = 11 \quad h_{s\_C} := 0.729 \left( \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{N \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sur}) \cdot D_o} \right)^{\frac{1}{4}} = (9.487 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{C\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_C}} + FE_{s\_C} \right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_o - 2 e_t}\right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_C}} \right)} = (3.469 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{C\_ext} := \frac{Q_C}{U_{C\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_C}} = 23.623 \text{ } m^2 \quad L_{t\_C} := \frac{A_{C\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 10.998 \text{ } m$$

$$T_{sur} := T_{sat} - \frac{Q_C}{h_{s\_C} \cdot A_{C\_ext}} = 140.309 \text{ } ^\circ C \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

$$\frac{L_{t\_C}}{(D_o - 2 e_t)} = 820.144$$

### 2.3- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcoolig):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t\_DC} := \frac{T_2 + T_1}{2} = 107.375 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{t\_DC} := \text{PropsSI}("D", "T", T_{f\_t\_DC}, "P", p_w, "Water") \frac{kg}{m^3} = 953.35 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{t\_DC} := \text{PropsSI}("V", "T", T_{f\_t\_DC}, "P", p_w, "Water") Pa \cdot s = (2.615 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{t\_DC} := \text{PropsSI}("L", "T", T_{f\_t\_DC}, "P", p_w, "Water") \frac{W}{m \cdot K} = 0.68 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_t\_DC} := \text{PropsSI}("C", "T", T_{f\_t\_DC}, "P", p_w, "Water") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.223 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{t\_DC} := \text{PropsSI}("PRANDTL", "T", T_{f\_t\_DC}, "P", p_w, "Water") = 1.623$$

$$Re_{t\_DC} := \frac{\rho_{t\_DC} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_DC}} = 8.239 \cdot 10^4 \quad Nu_{t\_DC} := 0.023 Re_{t\_DC}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_DC}^{0.4} = 239.105$$

$$h_{t\_DC} := \frac{Nu_{t\_DC} \cdot k_{t\_DC}}{D_o - 2 e_t} = (1.213 \cdot 10^4) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.22 \text{ } m \quad A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DC}}{P_t} = 0.004 \text{ } m^2$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ } m$$

$$T_{f\_s\_DC} := \frac{T_8 + T_7}{2} = 128.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{s\_DC} := \text{PropsSI}("D", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") \cdot \frac{kg}{m^3} = 935.979 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{s\_DC} := \text{PropsSI}("V", "T", T_{f\_s\_DC}, "P", p_v, "Water") \cdot Pa \cdot s = (2.152 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.683 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.259 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) = 1.342$$

$$Re_{s\_DC} := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_{s\_DC}} = 1.08 \cdot 10^4 \quad Nu_{s\_DC} := 0.36 Re_{s\_DC}^{0.55} Pr_{s\_DC}^{\frac{1}{3}} = 65.643$$

$$h_{s\_DC} := \frac{Nu_{s\_DC} \cdot k_{s\_DC}}{D_e} = (2.811 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{DC\_ext} := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s\_DC}} + FE_{s\_DC}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_o - 2 e_t}\right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left(FE_t + \frac{1}{h_{t\_DC}}\right)} = (1.675 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{DC\_ext} := \frac{Q_{DC}}{U_{DC\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_DC}} = 3.166 m^2 \quad L_{t\_DC} := \frac{A_{DC\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 1.474 m$$

$$\frac{L_{t\_DC}}{(D_o - 2 e_t)} = 109.908$$

$$L_{FWH} := \frac{L_{t\_DSH} + L_{t\_C} + L_{t\_DC}}{2} = 6.864 m \quad D_{FWH} := D_s = 0.22 m$$

$$Q_C = (1.32 \cdot 10^3) kW \quad UA_C := \frac{Q_C}{\Delta T_{Lm\_C}} = 81.944 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{DSH} = 77.912 kW \quad UA_{DSH} := \frac{Q_{DSH}}{\Delta T_{Lm\_DSH}} = 0.721 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{DC} = 85.921 kW \quad UA_{DC} := \frac{Q_{DC}}{\Delta T_{Lm\_DC}} = 5.304 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{FWH} := Q_{DC} + Q_{DSH} + Q_C = 1484.193 kW$$

$$T_{m\_t} := \frac{T_4 + T_1}{2} = 124.75 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{m\_t} := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{kg}{m^3} = 939.622 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{m\_t} := \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot Pa \cdot s = (2.228 \cdot 10^{-4}) \text{ } Pa \cdot s$$

$$Re_{m\_t} := \frac{\rho_{m\_t} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 \cdot e_t)}{\mu_{m\_t}} = 9.53 \cdot 10^4 \quad f := (0.79 \cdot Re_{m\_t} - 1.64)^{-2} = 1.764 \cdot 10^{-10}$$

$$\Delta p_{prim} := 0.5 \cdot \rho_{m\_t} \cdot u_m^2 \cdot f \frac{N_{p\_t} L_{FWH}}{D_o - 2 \cdot e_t} = (2.409 \cdot 10^{-9}) \text{ } bar$$

$$k_U := 1.5 \quad u_l := 3 \frac{m}{s} \quad k_{out} := 1 \quad k_{in} := 0.5$$

$$\rho_1 := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \left(\frac{kg}{m^3}\right) = 954.156 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\rho_4 := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \left(\frac{kg}{m^3}\right) = 923.593 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\Delta p_{sec} := 0.5 \cdot (\rho_{m\_t} \cdot u_m^2 \cdot k_U + \rho_1 \cdot (u_m^2 \cdot k_{in} + u_l^2 \cdot k_{out})) + \rho_4 \cdot (u_l^2 \cdot k_{in} + u_m^2 \cdot k_{out}) = 0.104 \text{ } bar$$

$$\Delta p_{FWH3} := \Delta p_{prim} + \Delta p_{sec} = 0.104 \text{ } bar$$

## ANEXO B.3: FEEDWATER HEATER 5

### DATOS cFWH

Velocidad media del fluido en los tubos	$u_m := 1.685 \frac{m}{s}$
Diámetro externo del tubo	$D_o := 0.0159 \text{ m}$
Espesor tubos	$e_t := 1.245 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Distancia entre tubos	$P_t := 2.143 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Número de pasos por tubo	$N_{p.t} := 2$
Espaciado baffles DSH	$L_{b\_DSH} := 0.24 \text{ m}$
Espaciado baffles DC	$L_{b\_DC} := 6.99 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Espaciado baffles C	$L_{b\_C} := 1 \text{ m}$
Conductividad de los tubos	$k_{tub} := 27.7 \frac{W}{m \cdot K}$
Factor de ensuciamiento tubos	$FE_t := 0.0352 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DSH	$FE_{s\_DSH} := 0.0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa DC	$FE_{s\_DC} := 0.0528 \cdot 10^{-3} \frac{m^2 \cdot K}{W}$
Factor de ensuciamiento carcasa C	$FE_{s\_C} := 0 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

### DATOS INICIALES

- Agua:

Gasto másico	$m_w := 9.461 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la entrada	$T_1 := 40.07 \text{ } ^\circ C$
Temperatura a la salida	$T_4 := 66.12 \text{ } ^\circ C$
Presión	$p_w := 10 \text{ bar}$

- Vapor:

Gasto másico	$m_v := 0.3755 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la entrada	$T_5 := 69.12 \text{ } ^\circ C$
Presión	$p_v := 0.3 \text{ bar}$

- Drenaje:

Gasto másico	$m_d := 1.172 \frac{kg}{s}$
Temperatura a la salida FWH anterior	$T_{salida} := 71.12 \text{ } ^\circ C$
Presión a la salida FWH anterior	$p_{salida} := 1.4 \text{ bar}$
Drain cooler approach (Thermoflex)	$DCA := 5 \text{ } ^\circ C$
Terminal temperature difference (Thermoflex)	$TTD := 3 \text{ } ^\circ C$



## CÁLCULOS

### 0- Cálculos previos

$$T_8 := T_1 + DCA = 45.07 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{sat} := T_4 + TTD = 69.12 \text{ } ^\circ C \quad T_7 := T_{sat}$$

$$T_{m_t} := \frac{T_4 + T_1}{2} = 53.095 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{m_t} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{m_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 986.996 \frac{kg}{m^3}$$

$$A_t := \frac{\pi}{4} \cdot (D_o - 2 e_t)^2 \quad m_t := u_m \cdot \rho_{m_t} \cdot A_t = 0.235 \frac{kg}{s} \quad N_t := \text{ceil} \left( \frac{m_w}{m_t} \right) = 41$$

$$h_{salida} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{salida}, \text{"P"}, p_{salida}, \text{"Water"} \right) \frac{J}{kg} = (2.978 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$x_d := \text{PropsSI} \left( \text{"Q"}, \text{"H"}, h_{salida}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.004$$

$$T_d := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_{salida}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot K = 69.095 \text{ } ^\circ C$$

1.1- Determinación de la temperatura de salida del vapor en la zona DSH ( $T_6$ ) y de la temperatura de entrada del agua a la zona DSH ( $T_3$ )

$$T_{m_{s\_DC}} := \frac{T_7 + T_8}{2} = 57.095 \text{ } ^\circ C$$

$$c_{p_{s\_DC}} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{m_{s\_DC}}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.184 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Q_{DC} := (m_v + m_d) \cdot c_{p_{s\_DC}} \cdot (T_7 - T_8) = (1.557 \cdot 10^5) \text{ } W$$

$$h_1 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (1.687 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_2 := h_1 + \frac{Q_{DC}}{m_w} = (1.852 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_2 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_2, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 44.01 \text{ } ^\circ C$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t} := \frac{T_4 + T_2}{2} = 55.065 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_t := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 986.054 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_t := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \text{Pa} \cdot \text{s} = (5.033 \cdot 10^{-4}) \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_t := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.647 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_t} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.181 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Pr_t := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 3.255$$

$$Re_t := \frac{\rho_t \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_t} = 4.427 \cdot 10^4 \quad Nu_t := 0.023 Re_t^{\frac{4}{5}} Pr_t^{0.4} = 192.135$$

$$h_t := \frac{Nu_t \cdot k_t}{D_o - 2 e_t} = (9.264 \cdot 10^3) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$T_{f\_s} := \frac{T_5 + T_{sat}}{2} = 69.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_s := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0.191 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_s := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s} = (1.116 \cdot 10^{-5}) \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_s := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.022 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_s} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (1.984 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Pr_s := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 1.017$$

Asumiendo distribución de los tubos triangular de 30°:

$$CF := 0.9$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ m}$$

$$D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.215 \text{ m}$$

$$A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DSH}}{P_t} = 0.013 \text{ m}^2$$

$$Re_s := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_s} = 4.032 \cdot 10^4$$

$$Nu_s := 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{\frac{1}{3}} = 123.524$$

$$h_s := \frac{Nu_s \cdot k_s}{D_e} = 168.742 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_s} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_t} \right)} = 161.352 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_6 := \frac{T_{sat} - \frac{U}{h_s} \left( T_4 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s}}{m_w \cdot c_{p\_t}} \cdot T_5 \right)}{1 - \frac{U}{h_s} \left( 1 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s}}{m_w \cdot c_{p\_t}} \right)} = 115.536 \text{ } ^\circ C$$

$$h_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.776 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_5 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_5, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.625 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.715 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_3 := h_4 - \frac{m_v \cdot (h_5 - h_6)}{m_w} = (2.812 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 66.978 \text{ } ^\circ C$$

ITERANDO:

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_3 := 66.984 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{f\_t\_DSH} := \frac{T_4 + T_3}{2} = 66.552 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 980.096 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) Pa \cdot s = (4.236 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$k_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.657 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (4.186 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{t\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DSH}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 2.698$$

$$Re_{t\_DSH} := \frac{\rho_{t\_DSH} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_DSH}} = 5.228 \cdot 10^4 \quad Nu_{t\_DSH} := 0.023 Re_{t\_DSH}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_DSH}^{0.4} = 203.593$$

$$h_{t\_DSH} := \frac{Nu_{t\_DSH} \cdot k_{t\_DSH}}{D_o - 2 e_t} = (9.981 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_6 := 115.9029 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{f\_s\_DSH} := \frac{T_5 + T_6}{2} = 92.511 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{kg}{m^3} = 0.179 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot Pa \cdot s = (1.203 \cdot 10^{-5}) Pa \cdot s$$

$$k_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{W}{m \cdot K} = 0.024 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p\_s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = (1.944 \cdot 10^3) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{s\_DSH} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DSH}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) = 0.988$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ } m \quad D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.215 \text{ } m$$

$$A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DSH}}{P_t} = 0.013 \text{ } m^2$$

$$Re_{s\_DSH} := \frac{m_v \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_{s\_DSH}} = 3.744 \cdot 10^4 \quad Nu_{s\_DSH} := 0.36 Re_{s\_DSH}^{0.55} Pr_{s\_DSH}^{\frac{1}{3}} = 117.458$$

$$h_{s\_DSH} := \frac{Nu_{s\_DSH} \cdot k_{s\_DSH}}{D_e} = 174.257 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{DSH\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_DSH}} + FE_{s\_DSH} \right) + \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_DSH}} \right)} = 166.642 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_6 := \frac{T_{sat} - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left( T_4 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s\_DSH}}{m_w \cdot c_{p\_t\_DSH}} \cdot T_5 \right)}{1 - \frac{U_{DSH\_ext}}{h_{s\_DSH}} \left( 1 - \frac{m_v \cdot c_{p\_s\_DSH}}{m_w \cdot c_{p\_t\_DSH}} \right)} = 115.9029 \text{ } ^\circ\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

$$h_6 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_6, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.716 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_3 := h_4 - \frac{m_v \cdot (h_5 - h_6)}{m_w} = (2.812 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$T_3 := \text{PropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"H"}, h_3, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot K = 66.984 \text{ } ^\circ\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

Se puede observar como los resultados obtenidos dan lugar a una temperatura del agua a la salida de la zona de condensación mayor que aquella alcanzada a la salida del cFWH5, mientras que la temperatura del vapor a la salida de la zona de desrecalentamiento es mayor que aquella a la entrada del intercambiador:

$$T_6 = 115.903 \text{ } ^\circ\text{C} > T_5 = 69.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 66.984 \text{ } ^\circ\text{C} > T_4 = 66.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esto es ilógico ya que supondría el calentamiento del vapor y enfriamiento del agua en la zona DSH. Por lo tanto, se concluye que este closed Feedwater Heater no posee zona de Desrecalentamiento (DSH o De-superheating). Siendo así la temperatura del agua a la salida de la zona de Condensación (Condensing o C) en realidad la temperatura de salida del cFWH de este fluido ( $T_4 = T_3$ ), y la temperatura de entrada del vapor a la zona de condensación igual a aquella a la entrada del intercambiador ( $T_5 = T_6$ ).

1.2- Cálculo del calor intercambiado y la distribución de temperaturas en cada zona:

- Zona de Condensación (C o Condensing):

$$h_2 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_2, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (1.852 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_7 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.625 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_{l\_sat} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.894 \cdot 10^5) \frac{J}{kg}$$

$$h_{v\_sat} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_7, \text{"Q"}, 1, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = (2.625 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$h_{fg} := h_{v\_sat} - h_{l\_sat} = (2.335 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

$$Q_C := m_w \cdot (h_4 - h_2) = (8.747 \cdot 10^5) \text{ } W$$

$$\Delta T_{Lm\_C} := \frac{(T_7 - T_4) - (T_7 - T_2)}{\ln \left( \frac{T_7 - T_4}{T_7 - T_2} \right)} = 10.406 \text{ } \Delta^\circ\text{C}$$

- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcooling):

$$h_1 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = \left( 1.687 \cdot 10^5 \right) \frac{J}{kg}$$

$$h_8 := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_8, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg} = \left( 1.887 \cdot 10^5 \right) \frac{J}{kg}$$

$$Q_{DC} = \left( 1.557 \cdot 10^5 \right) W$$

$$\Delta T_{Lm_{DC}} := \frac{(T_7 - T_2) - (T_8 - T_1)}{\ln \left( \frac{T_7 - T_2}{T_8 - T_1} \right)} = 12.461 \Delta^\circ C$$

## 2.1- Zona de Condensación (C o Condensing):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f_{t_C}} := \frac{T_4 + T_2}{2} = 55.065 \text{ }^\circ C$$

$$\rho_{t_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{f_{t_C}}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{kg}{m^3} = 986.054 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{t_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{f_{t_C}}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) Pa \cdot s = \left( 5.033 \cdot 10^{-4} \right) Pa \cdot s$$

$$k_{t_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"L"}, \text{"T"}, T_{f_{t_C}}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \frac{W}{m \cdot K} = 0.647 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_{p_{t_C}} := \text{PropsSI} \left( \text{"C"}, \text{"T"}, T_{f_{t_C}}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = \left( 4.181 \cdot 10^3 \right) \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$Pr_{t_C} := \text{PropsSI} \left( \text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f_{t_C}}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) = 3.255$$

$$Re_{t_C} := \frac{\rho_{t_C} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t_C}} = 4.427 \cdot 10^4 \quad Nu_{t_C} := 0.023 Re_{t_C}^{\frac{4}{5}} Pr_{t_C}^{0.4} = 192.135$$

$$h_{t_C} := \frac{Nu_{t_C} \cdot k_{t_C}}{D_o - 2 e_t} = \left( 9.264 \cdot 10^3 \right) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

- Propiedades del vapor a la temperatura de saturación:

$$\rho_v := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{sat}, \text{"Q"}, 1, \text{"Water"} \right) \cdot \frac{kg}{m^3} = 0.191 \frac{kg}{m^3}$$

$$h_{lv} := h_{fg} = \left( 2.335 \cdot 10^6 \right) \frac{J}{kg}$$

- Propiedades del líquido a la temperatura de película:

$$\text{SUPOSICIÓN INICIAL} \rightarrow T_{sur} := 65.648 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{f\_s\_C} := \frac{T_{sur} + T_{sat}}{2} = 67.384 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_l := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 979.207 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_l := \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"}\right) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s} = (4.185 \cdot 10^{-4}) \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_l := \text{PropsSI}\left(\text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.658 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_l} := \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_C}, \text{"Q"}, 0, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.189 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Ja := \frac{c_{p\_l} \cdot (T_{sat} - T_{sur})}{h_{fg}} = 0.006 \quad h'_{lv} := h_{lv} \cdot (1 + 0.68 Ja) = (2.345 \cdot 10^6) \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$N := \text{ceil}\left(\frac{D_s}{P_t}\right) = 11 \quad h_{s\_C} := 0.729 \left( \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{N \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_{sur}) \cdot D_o} \right)^{\frac{1}{4}} = (9.136 \cdot 10^3) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U_{C\_ext} := \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{s\_C}} + FE_{s\_C} \right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_o - 2 e_t}\right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left( FE_t + \frac{1}{h_{t\_C}} \right)} = (3.048 \cdot 10^3) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$A_{C\_ext} := \frac{Q_C}{U_{C\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_C}} = 27.574 \text{ m}^2 \quad L_{t\_C} := \frac{A_{C\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 13.464 \text{ m}$$

$$T_{sur} := T_{sat} - \frac{Q_C}{h_{s\_C} \cdot A_{C\_ext}} = 65.648 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad <- \text{CONVERGENCIA}$$

$$\frac{L_{t\_C}}{(D_o - 2 e_t)} = 1.004 \cdot 10^3$$

## 2.2- Zona de Subenfriamiento (DC o Subcoolig):

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos ( $h_t$ ):

$$T_{f\_t\_DC} := \frac{T_2 + T_1}{2} = 42.04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{t\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 991.814 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{t\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \text{Pa} \cdot \text{s} = (6.286 \cdot 10^{-4}) \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_{t\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.632 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_t\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.177 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Pr_{t\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_t\_DC}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) = 4.158$$

$$Re_{t\_DC} := \frac{\rho_{t\_DC} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{t\_DC}} = 3.565 \cdot 10^4 \quad Nu_{t\_DC} := 0.023 Re_{t\_DC}^{\frac{4}{5}} Pr_{t\_DC}^{0.4} = 178.213$$

$$h_{t\_DC} := \frac{Nu_{t\_DC} \cdot k_{t\_DC}}{D_o - 2 e_t} = (8.394 \cdot 10^3) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa ( $h_s$ ):

$$D_s := \sqrt{\frac{2 \sqrt{3} P_t^2 N_{p\_t} N_t}{\pi \cdot CF}} = 0.215 \text{ m} \quad A_s := \frac{(P_t - D_o) D_s \cdot L_{b\_DC}}{P_t} = 0.004 \text{ m}^2$$

$$D_e := \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} P_t^2 - \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} = 0.016 \text{ m}$$

$$T_{f\_s\_DC} := \frac{T_8 + T_7}{2} = 57.095 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 984.634 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s} = (4.873 \cdot 10^{-4}) \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_{s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"L"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} = 0.648 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p\_s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = (4.184 \cdot 10^3) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$



$$Pr_{s\_DC} := \text{PropsSI}\left(\text{"PRANDTL"}, \text{"T"}, T_{f\_s\_DC}, \text{"P"}, p_v, \text{"Water"}\right) = 3.146$$

$$Re_{s\_DC} := \frac{(m_v + m_d) \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_{s\_DC}} = 1.307 \cdot 10^4 \quad Nu_{s\_DC} := 0.36 Re_{s\_DC}^{0.55} Pr_{s\_DC}^{\frac{1}{3}} = 96.874$$

$$h_{s\_DC} := \frac{Nu_{s\_DC} \cdot k_{s\_DC}}{D_e} = (3.937 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{DC\_ext} := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s\_DC}} + FE_{s\_DC}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_o - 2 e_t}\right) D_o}{2 \cdot k_{tub}} + \frac{D_o}{D_o - 2 e_t} \left(FE_t + \frac{1}{h_{t\_DC}}\right)} = (1.856 \cdot 10^3) \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{DC\_ext} := \frac{Q_{DC}}{U_{DC\_ext} \cdot \Delta T_{Lm\_DC}} = 6.732 \text{ } m^2 \quad L_{t\_DC} := \frac{A_{DC\_ext}}{N_t \cdot \pi \cdot D_o} = 3.287 \text{ } m$$

$$\frac{L_{t\_DC}}{(D_o - 2 e_t)} = 245.105$$

$$L_{FWH} := \frac{L_{t\_C} + L_{t\_DC}}{2} = 8.375 \text{ } m \quad D_{FWH} := D_s = 0.215 \text{ } m$$

$$Q_C = 874.655 \text{ } kW \quad UA_C := \frac{Q_C}{\Delta T_{Lm\_C}} = 84.049 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{DC} = 155.714 \text{ } kW \quad UA_{DC} := \frac{Q_{DC}}{\Delta T_{Lm\_DC}} = 12.496 \frac{kW}{K}$$

$$Q_{FWH} := Q_{DC} + Q_C = 1030.369 \text{ } kW$$

$$T_{m\_t} := \frac{T_4 + T_1}{2} = 53.095 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{m\_t} := \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \frac{kg}{m^3} = 986.996 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{m\_t} := \text{PropsSI}\left(\text{"V"}, \text{"T"}, T_{m\_t}, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"}\right) \cdot Pa \cdot s = (5.195 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s$$

$$Re_{m\_t} := \frac{\rho_{m\_t} \cdot u_m \cdot (D_o - 2 e_t)}{\mu_{m\_t}} = 4.293 \cdot 10^4 \quad f := (0.79 \cdot Re_{m\_t} - 1.64)^{-2} = 8.694 \cdot 10^{-10}$$

$$\Delta p_{prim} := 0.5 \cdot \rho_{m\_t} \cdot u_m^2 \cdot f \frac{N_{p\_t} L_{FWH}}{D_o - 2 \cdot e_t} = \left( 1.522 \cdot 10^{-8} \right) \text{ bar}$$

$$k_U := 1.5 \quad u_l := 3 \frac{m}{s} \quad k_{out} := 1 \quad k_{in} := 0.5$$

$$\rho_1 := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_1, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 992.584 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\rho_4 := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_4, \text{"P"}, p_w, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 980.333 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\Delta p_{sec} := 0.5 \cdot \left( \rho_{m\_t} \cdot u_m^2 \cdot k_U + \rho_1 \cdot \left( u_m^2 \cdot k_{in} + u_l^2 \cdot k_{out} \right) + \rho_4 \cdot \left( u_l^2 \cdot k_{in} + u_m^2 \cdot k_{out} \right) \right) = 0.109 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{FWH5} := \Delta p_{prim} + \Delta p_{sec} = 0.109 \text{ bar}$$

## ANEXO C.1: CONDENSADOR

### DATOS CONDENSADOR

Tipo de Condensador	Condensador de superficie
Velocidad de diseño	$V_d := 2.25 \frac{m}{s}$
Diámetro exterior de los tubos	$D_o := 24 \text{ mm}$
Galga	$G := 25$
Material de los tubos	Titanio
Distancia entre tubos	$P_t := 25 \text{ mm}$
Número de pasos por tubo	$N_{p\_t} := 2$
Resistencia de ensuciamiento	$R_{ens} := 2.4 \cdot 10^{-4} \frac{m^2 K}{W}$

### DATOS INICIALES

Potencia Total Intercambiada en el Condensador	$Q_T := 17903 \text{ kW}$
Temperatura de condensación	$T_{cond} := 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de bulbo húmedo	$T_{wb} := 23 \text{ }^\circ\text{C}$
Presión del agua (Refrigerante)	$p_{atm} := 101.325 \text{ kPa} = 1.013 \text{ bar}$
Terminal Temperature Difference	$TTD := 3 \text{ }^\circ\text{C}$
Aproximación	$Aprox := 4.5 \text{ }^\circ\text{C}$

### CÁLCULOS

$$T_{wi} := T_{cond} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_{wo} := T_{wi} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_{ref\_i} := T_{wb} + Aprox = 27.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ref\_o} := T_{cond} - TTD = 37 \text{ }^\circ\text{C} \quad Rango := T_{ref\_o} - T_{ref\_i} = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{(T_{cond} - T_{ref\_i}) - (T_{cond} - T_{ref\_o})}{\ln \left( \frac{(T_{cond} - T_{ref\_i})}{(T_{cond} - T_{ref\_o})} \right)} = 6.657 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$UA := \frac{Q_T}{\Delta T_{lm}} = (2.689 \cdot 10^3) \frac{kW}{K}$$

$$i_{ref\_i} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{ref\_i}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.154 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$i_{ref\_o} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{ref\_o}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.551 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$m_{ref} := \frac{Q_T}{i_{ref\_o} - i_{ref\_i}} = 450.888 \frac{kg}{s}$$

$$G = 25$$

$$e_t := 0.508 \text{ mm}$$

$$F_m := 0.95$$

$$U_{cl} := 2.7 \left( \frac{V_d}{\left( \frac{m}{s} \right)} \right)^{0.5} \left( 0.5707 + 0.0274 \cdot \left( \frac{T_{ref\_i}}{K} - 273.15 \right) - 0.00036 \cdot \left( \frac{T_{ref\_i}}{K} - 273.15 \right)^2 \right) F_m \cdot \left( \frac{kW}{m^2 K} \right)$$

$$U_{cl} = 4.047 \frac{kW}{m^2 K}$$

$$U_o := \left( \frac{D_o}{D_o - 2 \cdot e_t} \cdot R_{ens} + \frac{1}{U_{cl}} \right)^{-1} = 2.009 \left( \frac{kW}{m^2 K} \right)$$

$$T_{ref\_m} := \frac{T_{ref\_i} + T_{ref\_o}}{2} = 32.25 \text{ } ^\circ C$$

$$\rho_{ref\_m} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{ref\_m}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 994.948 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$N_t := \text{ceil} \left( \frac{N_{p\_t} \cdot m_{ref}}{\rho_{ref\_m} \cdot V_d \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_o - 2 \cdot e_t)^2} \right) = 971$$

$$A_o := \frac{UA}{U_o} = (1.338 \cdot 10^3) m^2$$

$$L_t := \frac{N_{p\_t} \cdot A_o}{\pi \cdot D_o \cdot N_t} = 36.565 \text{ m}$$

$$L_s := \frac{L_t}{2} = 18.282 \text{ m}$$

$$A_s := P_t^2 \cdot N_t = 0.607 m^2$$

$$D_s := \sqrt{\frac{4 \cdot A_s}{\pi}} = 0.879 \text{ m}$$

$$N_c := \text{ceil} \left( \frac{D_s}{P_t} \right) = 36$$

$$\mu_{ref\_m} := \text{PropsSI} \left( \text{"V"}, \text{"T"}, T_{ref\_m}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) (Pa \cdot s) = (7.605 \cdot 10^{-4}) (Pa \cdot s)$$

$$Re_{ref\_m} := \frac{\rho_{ref\_m} \cdot V_d \cdot (D_o - 2 \cdot e_t)}{\mu_{ref\_m}} = 6.766 \cdot 10^4$$

$$f := (0.79 \cdot \ln(Re_{ref\_m}) - 1.64)^{-2} = 0.02$$

$$\Delta p_{prim} := 0.5 \cdot \rho_{ref\_m} \cdot V_d^2 \cdot f \cdot \frac{N_{p\_t} L_s}{D_o - 2 \cdot e_t} = 0.784 \text{ bar}$$

$$k_U := 1.5 \quad u_l := 3 \frac{m}{s} \quad k_{out} := 1 \quad k_{in} := 0.5$$

$$\rho_{ref\_i} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{ref\_i}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 996.377 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\rho_{ref\_o} := \text{PropsSI} \left( \text{"D"}, \text{"T"}, T_{ref\_o}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 993.33 \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\Delta p_{sec} := 0.5 \cdot (\rho_{ref\_m} \cdot V_d^2 \cdot k_U + \rho_{ref\_i} \cdot (V_d^2 \cdot k_{in} + u_l^2 \cdot k_{out})) + \rho_{ref\_i} \cdot (V_d^2 \cdot k_{in} + u_l^2 \cdot k_{out}) = 0.153 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{cond} := \Delta p_{prim} + \Delta p_{sec} = 0.937 \text{ bar}$$

## ANEXO C.2: DATOS TORRE DE REFRIGERACIÓN

### DATOS TORRE

Tipo de Torre de Refrigeración

Torre inducida contracorriente

- Ventilador:

Diámetro del ventilador de Referencia

$$D_r := 8 \text{ m}$$

Velocidad de giro (Condiciones de Referencia)

$$N_r := 100 \text{ rpm}$$

Densidad del aire (Condiciones de Referencia)

$$\rho_r := 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ruido (Condiciones de Referencia)

$$L_{wr} := 75 \text{ dB}$$

Ecuación de ruido

$$L_w := \left( L_{wr} + 70 \log \left( \frac{D}{D_r} \right) + 50 \log \left( \frac{N}{N_r} \right) \right) (\text{dB})$$

Curva de Funcionamiento

$$\Delta p_v(V_r) := \left( 300 + 40 \cdot 10^{-3} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right) - 100 \cdot 10^{-6} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right)^2 - 150 \cdot 10^{-9} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right)^3 \right) \cdot (Pa)$$

Curva de Potencia

$$P_v(V_r) := \left( 203300 - 60 \left( \frac{V_r}{\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right) + 460 \cdot 10^{-3} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right)^2 - 400 \cdot 10^{-6} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right)^3 \right) \cdot (W)$$

- Empaquetamiento:

Función de Empaquetamiento (PF) calculada usando el Método  $\varepsilon$  - NTU

Constante a (Función de Empaquetamiento)

$$a_d := 0.24$$

Constante b (Función de Empaquetamiento)

$$b_d := 0.54$$

Constante a (Ecuación Coeficiente pérdida de carga)

$$a_p := 1.61$$

Constante b (Ecuación Coeficiente pérdida de carga)

$$b_p := 1.45$$

Coeficiente de pérdida de carga

$$k_{fill} := \left( a_p \frac{G_w}{G_a} + b_p \right) \left( \frac{1}{m} \right)$$

Función de Empaquetamiento (Packaging Function)

$$PF := a_d \left( \frac{G_w}{G_a} \right)^{-b_d} \left( \frac{1}{m} \right)$$

- Coeficientes de pérdida de carga:

$$\text{Eliminador de gotas} \quad k_{EG} := 2$$

$$\text{Persianas y soportes} \quad k_{PS} := 1$$

$$\text{Agua abajo y arriba del ventilador} \quad k_{perd} := 1$$

$$\text{Sección de la torre máxima para contracorriente} \quad W_{max} := 1.75 \text{ D}$$

## DATOS INICIALES

$$\text{Potencia Total Intercambiada en la Torre} \quad Q_T := 17903 \text{ kW}$$

- Aire:

$$\text{Temperatura a la entrada} \quad T_{atm} := 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatura de bulbo húmedo} \quad T_{wb} := 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Presión} \quad p_{atm} := 101.325 \text{ kPa}$$

- Otros datos:

$$\text{Temperatura de condensación} \quad T_{cond} := 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Terminal Temperature Difference} \quad TTD := 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Aproximación} \quad Aprox := 4.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

## CÁLCULOS

$$T_{wb} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{wo} := T_{wb} + Aprox = 27.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wi} := T_{cond} - TTD = 37 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad Rango := T_{wi} - T_{wo} = 9.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_v(V_r) := \frac{\Delta p_v(V_r)}{P_v(V_r)} \cdot (V_r) \cdot 100 \quad (\%)$$

$$V_r := 0 \left( \frac{m^3}{s} \right), 0.5 \left( \frac{m^3}{s} \right) .. 1200 \left( \frac{m^3}{s} \right) \quad V_0 := 200 \cdot \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

$$V_{\Delta p_{max}} := \text{maximize} \left( \Delta p_v, V_0 \right) = 149.627 \left( \frac{m^3}{s} \right) \quad \Delta p_v(V_{\Delta p_{max}}) = 303.244 \text{ (Pa)}$$

$$V_{P_{max}} := \text{maximize} \left( P_v, V_0 \right) = 694.692 \left( \frac{m^3}{s} \right) \quad P_v(V_{P_{max}}) = 249.511 \text{ kW}$$

$$V_{\eta_{max}} := \text{maximize} \left( \eta_v, V_0 \right) = 707.745 \left( \frac{m^3}{s} \right) \quad \eta_v(V_{\eta_{max}}) = 63.851 \text{ (\%)}$$

$$P_{r_{max}} := P_v(V_{P_{max}}) = 249.511 \text{ (kW)} \quad \Delta p_{r_{max}} := \Delta p_v(V_{\Delta p_{max}}) = 303.244 \text{ (Pa)}$$

$$\eta_{max} := \eta_v(V_{\eta_{max}}) = 63.851 \text{ (\%)} \quad V_{\eta_{max}} = 707.745 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

$$V_{r_{max}} := \text{root} \left( \Delta p_v(V_0), V_0 \right) = 1131.412 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

El proceso para resolver este problema de diseño es el siguiente:

1. Suposición de parámetros iniciales
2. Cálculo de la temperatura de salida del aire
3. Cálculo de calor intercambiado y número de torres necesarias
4. Cálculo de la longitud del empaquetamiento
5. Determinación del punto de funcionamiento del ventilador
6. Cálculo de la velocidad de giro del ventilador
7. Cálculo de la eficiencia del ventilador
8. Cálculo del ruido producido por el ventilador
9. Análisis de los resultados obtenidos

1.1- Suposición de parámetros iniciales:

$$D := D_r = 8 \text{ m} \quad G_w := 4.2 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \quad r_G := 0.5 \quad W := 1.75 \text{ D} = 14 \text{ m}$$

$$G_a := \frac{G_w}{r_G} = 8.4 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \quad A_{torre} := W^2 = 196 \text{ m}^2$$

$$m_w := G_w \cdot A_{torre} = 823.2 \frac{kg}{s} \quad m_a := G_a \cdot A_{torre} = 1646.4 \frac{kg}{s}$$



### 1.2- Cálculo de la temperatura de salida del aire:

$$i_i := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"B"}, T_{wb}, \text{"T"}, T_{atm}, \text{"P"}, p_{atm} \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (6.816 \cdot 10^4) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$i_{wi} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wi}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.551 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$i_{wo} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wo}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.154 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$i_o := (i_{wi} - i_{wo}) \cdot r_G + i_i = (8.801 \cdot 10^4) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$T_{ao} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"H"}, i_o, \text{"R"}, 1 \right) K = 27.586 \text{ } ^\circ C$$

$$w_i := \text{HAPropsSI} \left( \text{"W"}, \text{"B"}, T_{wb}, \text{"T"}, T_{atm}, \text{"P"}, p_{atm} \right) = 0.015$$

$$w_o := \text{HAPropsSI} \left( \text{"W"}, \text{"T"}, T_{ao}, \text{"R"}, 1, \text{"P"}, p_{atm} \right) = 0.024$$

$$m_{ev} := \frac{(w_o - w_i)}{r_G} = 1.753\%$$

### 1.3- Cálculo de calor intercambiado y número de torres necesarias:

$$Q_{torre} := m_w \cdot (i_{wi} - i_{wo}) = 32686.066 \text{ } kW$$

$$N_{torres} := \text{ceil} \left( \frac{Q_T}{Q_{torre}} \right) = 1$$

### 1.4- Cálculo de la longitud del empaquetamiento:

$$i_{swi} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wi}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"R"}, 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.433 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$i_{swo} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wo}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"R"}, 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (8.761 \cdot 10^4) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$C_{max} := m_a = (1.646 \cdot 10^3) \frac{kg}{s} \quad C_{min} := m_w \cdot \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 586.965 \frac{kg}{s}$$

$$T_{wm} := \frac{T_{wo} + T_{wi}}{2} = 32.25 \text{ } ^\circ C$$

$$i_{swm} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wm}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"R"}, 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.124 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$\lambda := \frac{i_{swi} + i_{swo} - 2 \cdot i_{swm}}{4} = 1511.586 \left( \frac{J}{kg} \right) \quad \varepsilon := \frac{i_{swi} - i_{swo}}{i_{swi} - i_i - \lambda} = 0.756$$

$$C := r_G \cdot \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 0.357$$

$$NTU_{min} := \frac{-\ln\left(\frac{1-\varepsilon}{1-C \cdot \varepsilon}\right)}{1-C} = 1.706$$

$$IMerkel := NTU_{min} \cdot \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 1.216$$

$$PF := a_d \cdot \left(\frac{G_w}{G_a}\right)^{-b_d} \left(\frac{1}{m}\right) = 0.349 \left(\frac{1}{m}\right)$$

$$L_{fill} := \frac{IMerkel}{PF} = 3.486 \text{ } m$$

1.5- Determinación del punto de funcionamiento del ventilador:

$$k_{fill} := \left(a_p \cdot \frac{G_w}{G_a} + b_p\right) \left(\frac{1}{m}\right) = 2.255 \frac{1}{m}$$

$$v_i := \text{HAPropsSI}\left(\text{"Vha"}, \text{"T"}, T_{atm}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"W"}, w_i\right) \left(\frac{m^3}{kg}\right) = 0.866 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_i := \frac{1}{v_i} = 1.155 \frac{kg}{m^3}$$

$$v_o := \text{HAPropsSI}\left(\text{"Vha"}, \text{"T"}, T_{ao}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"W"}, w_o\right) \left(\frac{m^3}{kg}\right) = 0.864 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_o := \frac{1}{v_o} = 1.158 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_m := 2 \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o}\right)^{-1} = 1.156 \frac{kg}{m^3}$$

$$\Delta p_v := k_{PS} \cdot \left(\frac{m_a \cdot (1 + w_i)}{W^2}\right)^2 \frac{1}{2 \rho_i} + \left(\frac{m_a \cdot \left(1 + \frac{w_i + w_o}{2}\right)}{W^2}\right)^2 \frac{1}{2 \rho_m} (k_{EG} + k_{fill} \cdot L_{fill}) + k_{perd} \cdot \left(\frac{m_a \cdot (1 + w_o)}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}}\right)^2 \frac{1}{2 \rho_o}$$

$$\Delta p_v = 829.38 \text{ } Pa$$

1.6- Cálculo de la velocidad de giro del ventilador:

ITERANDO:

$$N := 198.978 \text{ } rpm$$

$$V := \left(\frac{m_a \cdot (1 + w_o)}{\rho_o}\right) = 1455.307 \frac{m^3}{s}$$

$$V_r := V \left( \frac{N_r}{N} \right) \left( \frac{D_r}{D} \right)^3 = 731.391 \frac{m^3}{s}$$

$$\Delta p_r := \left( 300 + 40 \cdot 10^{-3} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right) - 100 \cdot 10^{-6} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^2 - 150 \cdot 10^{-9} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^3 \right) (Pa)$$

$$\Delta p_r = 217.076 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_v := \Delta p_r \cdot \left( \frac{N}{N_r} \right)^2 \left( \frac{D}{D_r} \right)^2 \frac{\rho_o}{\rho_r} = 829.397 \text{ Pa}$$

Por lo que la velocidad de giro del ventilador en este caso es de:

$$N = 198.978 \text{ rpm}$$

1.7- Cálculo de la eficiencia del ventilador:

$$P_r := \left( 203300 - 60 \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right) + 460 \cdot 10^{-3} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^2 - 400 \cdot 10^{-6} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^3 \right) (W) = 248.988 \text{ kW}$$

$$P_v := P_r \cdot \left( \frac{N}{N_r} \right)^3 \cdot \left( \frac{D}{D_r} \right)^5 \cdot \frac{\rho_o}{\rho_r} = 1892.93 \text{ kW}$$

$$\eta_v := \frac{\Delta p_v \cdot V}{P_v} \cdot 100 = 63.765 \text{ (\%)}$$

$$\eta_r := \frac{\Delta p_r \cdot V_r}{P_r} \cdot 100 = 63.765 \text{ (\%)}$$

1.8- Cálculo del ruido producido por el ventilador:

$$L_w := \left( L_{wr} + 70 \log \left( \frac{D}{D_r} \right) + 50 \log \left( \frac{N}{N_r} \right) \right) = 89.94 \text{ (dB)}$$

$$L_{w_T} := 10 \cdot \log \left( N_{torres} \cdot 10^{\frac{L_w}{10}} \right) = 89.94 \text{ (dB)}$$

1.9- Análisis de los resultados obtenidos:

Suposiciones iniciales:

$$D = 8 \text{ m}$$

$$G_w = 4.2 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$r_G = 0.5$$

$$W = 14 \text{ m}$$

Resultados:

$$\begin{aligned}
 T_{ao} &= 27.586 \text{ } ^\circ\text{C} & L_{fill} &= 3.486 \text{ m} & N &= 198.978 \text{ rpm} \\
 V &= 1455.307 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} & V_r &= 731.391 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} & \Delta p_v &= 829.397 \text{ Pa} \\
 P_v &= 1892.93 \text{ kW} & \eta_v &= 63.765 \text{ (\%)} & L_{w\_T} &= 89.94 \text{ (dB)} \\
 N_{torres} &= 1 & P_{v\_T} &:= N_{torres} \cdot P_v = 1892.93 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Punto óptimo de funcionamiento del ventilador:

$$V_{\eta\_max} = 707.745 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \quad \eta_{max} = 63.851 \text{ (\%)} \quad \eta_{max} - \eta_v = 0.086 \text{ (\%)}$$

2.1- Suposición de parámetros iniciales:

$$D := 6 \text{ m} \quad G_w = 4.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad r_G := 0.6 \quad W := 1.75 D = 10.5 \text{ m}$$

$$G_a := \frac{G_w}{r_G} = 7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad A_{torre} := W^2 = 110.25 \text{ m}^2$$

$$m_w := G_w \cdot A_{torre} = 463.05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_a := G_a \cdot A_{torre} = 771.75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2.2- Cálculo de la temperatura de salida del aire:

$$i_i := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"B"}, T_{wb}, \text{"T"}, T_{atm}, \text{"P"}, p_{atm} \right) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) = (6.816 \cdot 10^4) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$$

$$i_{wi} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wi}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) = (1.551 \cdot 10^5) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$$

$$i_{wo} := \text{PropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wo}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"Water"} \right) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) = (1.154 \cdot 10^5) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$$

$$i_o := (i_{wi} - i_{wo}) \cdot r_G + i_i = (9.198 \cdot 10^4) \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$$

$$T_{ao} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"T"}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"H"}, i_o, \text{"R"}, 1 \right) \text{ K} = 28.414 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$w_i := \text{HAPropsSI} \left( \text{"W"}, \text{"B"}, T_{wb}, \text{"T"}, T_{atm}, \text{"P"}, p_{atm} \right) = 0.015$$

$$w_o := \text{HAPropsSI} \left( \text{"W"}, \text{"T"}, T_{ao}, \text{"R"}, 1, \text{"P"}, p_{atm} \right) = 0.025$$

$$m_{ev} := \frac{(w_o - w_i)}{r_G} = 1.664\%$$

2.3- Cálculo de calor intercambiado y número de torres necesarias:

$$Q_{torre} := m_w \cdot (i_{wi} - i_{wo}) = 18385.912 \text{ kW}$$

$$N_{torres} := \text{ceil} \left( \frac{Q_T}{Q_{torre}} \right) = 1$$

2.4- Cálculo de la longitud del empaquetamiento:

$$i_{swi} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wi}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"R"}, 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.433 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$i_{swo} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wo}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"R"}, 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (8.761 \cdot 10^4) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$C_{max} := m_a = 771.75 \frac{kg}{s}$$

$$C_{min} := m_w \cdot \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 330.168 \frac{kg}{s}$$

$$T_{wm} := \frac{T_{wo} + T_{wi}}{2} = 32.25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_{swm} := \text{HAPropsSI} \left( \text{"H"}, \text{"T"}, T_{wm}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"R"}, 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) = (1.124 \cdot 10^5) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$\lambda := \frac{i_{swi} + i_{swo} - 2 \cdot i_{swm}}{4} = (1.512 \cdot 10^3) \left( \frac{J}{kg} \right)$$

$$\varepsilon := \frac{i_{swi} - i_{swo}}{i_{swi} - i_i - \lambda} = 0.756$$

$$C := r_G \cdot \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 0.428$$

$$NTU_{min} := \frac{-\ln \left( \frac{1 - \varepsilon}{1 - C \cdot \varepsilon} \right)}{1 - C} = 1.784$$

$$IMerkel := NTU_{min} \cdot \frac{i_{wi} - i_{wo}}{i_{swi} - i_{swo}} = 1.272$$

$$PF := a_d \cdot \left( \frac{G_w}{G_a} \right)^{-b_d} \left( \frac{1}{m} \right) = 0.316 \left( \frac{1}{m} \right)$$

$$L_{fill} := \frac{IMerkel}{PF} = 4.024 \text{ m}$$

## 2.5- Determinación del punto de funcionamiento del ventilador:

$$k_{fill} := \left( a_p \cdot \frac{G_w}{G_a} + b_p \right) \left( \frac{1}{m} \right) = 2.416 \frac{1}{m}$$

$$v_i := \text{HAPropsSI} \left( \text{"Vha"}, \text{"T"}, T_{atm}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"W"}, w_i \right) \left( \frac{m^3}{kg} \right) = 0.866 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_i := \frac{1}{v_i} = 1.155 \frac{kg}{m^3}$$

$$v_o := \text{HAPropsSI} \left( \text{"Vha"}, \text{"T"}, T_{ao}, \text{"P"}, p_{atm}, \text{"W"}, w_o \right) \left( \frac{m^3}{kg} \right) = 0.867 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_o := \frac{1}{v_o} = 1.154 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_m := 2 \left( \frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)^{-1} = 1.154 \frac{kg}{m^3}$$

$$\Delta p_v := k_{PS} \cdot \left( \frac{m_a \cdot (1 + w_i)}{W^2} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_i} + \left( \frac{m_a \cdot \left( 1 + \frac{w_i + w_o}{2} \right)}{W^2} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_m} (k_{EG} + k_{fill} \cdot L_{fill}) + k_{perd} \cdot \left( \frac{m_a \cdot (1 + w_o)}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_o}$$

$$\Delta p_v = 619.627 \text{ Pa}$$

## 2.6- Cálculo de la velocidad de giro del ventilador:

ITERANDO:

$$N := 226.951 \text{ rpm}$$

$$V := \left( \frac{m_a \cdot (1 + w_o)}{\rho_o} \right) = 685.341 \frac{m^3}{s}$$

$$V_r := V \left( \frac{N_r}{N} \right) \left( \frac{D_r}{D} \right)^3 = 715.799 \frac{m^3}{s}$$

$$\Delta p_r := \left( 300 + 40 \cdot 10^{-3} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right) - 100 \cdot 10^{-6} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^2 - 150 \cdot 10^{-9} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^3 \right) (\text{Pa})$$

$$\Delta p_r = 222.382 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_v := \Delta p_r \cdot \left( \frac{N}{N_r} \right)^2 \left( \frac{D}{D_r} \right)^2 \frac{\rho_o}{\rho_r} = 619.631 \text{ Pa}$$

Por lo que la nueva velocidad de giro del ventilador es de:

$$N = 226.951 \text{ rpm}$$

### 2.7- Cálculo de la eficiencia del ventilador:

$$P_r := \left( 203300 - 60 \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right) + 460 \cdot 10^{-3} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^2 - 400 \cdot 10^{-6} \left( \frac{V_r}{\left( \frac{m^3}{s} \right)} \right)^3 \right) (W) = 249.34 \text{ kW}$$

$$P_v := P_r \cdot \left( \frac{N}{N_r} \right)^3 \left( \frac{D}{D_r} \right)^5 \frac{\rho_o}{\rho_r} = 665.183 \text{ kW}$$

$$\eta_v := \frac{\Delta p_v \cdot V}{P_v} \cdot 100 = 63.841 \quad (\%)$$

$$\eta_r := \frac{\Delta p_r \cdot V_r}{P_r} \cdot 100 = 63.841 \quad (\%)$$

### 2.8- Cálculo del ruido producido por el ventilador:

$$L_w := \left( L_{wr} + 70 \log \left( \frac{D}{D_r} \right) + 50 \log \left( \frac{N}{N_r} \right) \right) = 84.051 \quad (\text{dB})$$

$$L_{w\_T} := 10 \cdot \log \left( N_{torres} \cdot 10^{\frac{L_w}{10}} \right) = 84.051 \quad (\text{dB})$$

### 2.9- Análisis de los resultados obtenidos:

Suposiciones iniciales:

$$D = 6 \text{ m} \quad G_w = 4.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad r_G = 0.6 \quad W = 10.5 \text{ m}$$

Resultados:

$$T_{ao} = 28.414 \text{ } ^\circ\text{C} \quad L_{fill} = 4.024 \text{ m} \quad N = 226.951 \text{ rpm}$$

$$V = 685.341 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad V_r = 715.799 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \Delta p_v = 619.631 \text{ Pa}$$

$$P_v = 665.183 \text{ kW} \quad \eta_v = 63.841 \quad (\%) \quad L_w = 84.051 \text{ (dB)}$$

$$N_{torres} = 1 \quad P_{v\_T} := N_{torres} \cdot P_v = 665.183 \text{ kW}$$

Punto óptimo de funcionamiento del ventilador:

$$V_{\eta\_max} = 707.745 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \quad \eta_{max} = 63.851 \quad (\%) \quad \eta_{max} - \eta_v = 0.01 \quad (\%)$$